

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Nikola Borovnik**

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

Mentor:

Doc. dr. sc. Nenad Ferdelji, dipl. ing.

Student:

Nikola Borovnik

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Nenadu Ferdeljiju na stručnim savjetima te svojoj obitelji na podršci tijekom dosadašnjeg dijela studija.

Nikola Borovnik



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Nikola Borovnik**

Mat. br.: 0119024077

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Indirektno zagrijavanje zraka pomoću otpadne topline dimnih plinova**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Air heating in indirect waste heat recovery system**

Opis zadatka:

U industrijskom postrojenju, sustav za indirektno zagrijavanje zraka izveden je kao zatvoreni sustav s termo-uljem (Therminol 66) koje struji između dva izmjenjivača (Shell&Tube) A i B. U izmjenjivaču A, dimni plinovi zagrijavaju ulje koje svojim hlađenjem zagrijava suhi zrak ulazne temperature 5 °C u izmjenjivaču B. Dimni plinovi nastaju izgaranjem 80 kg/h prirodnog plina, a izlaze iz kotla s temperaturom 450 °C.

Ako se za zagrijavanje zraka na temperaturu 140 °C odvaja 75 % ukupnog masenog toka dimnih plinova koji iz izmjenjivača A izlaze s temperaturom 180 °C, potrebno je:

- 1) uz odabrane tehnološke i konstrukcijske parametre, odrediti duljinu izmjenjivača A i B,
- 2) prikazati lokalnu promjenu temperatura struja i temperatura stijenki po duljini izmjenjivača

Za određene površine izmjenjivača A i B pod 1),

- 3) komentirati utjecaj zaprljanja cijevi izmjenjivača A na temperaturne režime i izmijenjene toplinske tokove uz nepromijenjene tehnološke parametre odabrane pod 1),
- 4) analizirati utjecaj količine dimnih plinova na temperaturne režime i izmijenjene toplinske tokove uz maseni protok ulja određenog pod 1),
- 5) analizirati utjecaj masenog protoka ulja na temperaturne režime i izmijenjene toplinske tokove uz količinu maseni protok dimnih plinova određenog pod 1).

Rješenja dati u odgovarajućim dijagramima te iz dobivenih rezultata naglasiti odgovarajuće zaključke.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu kao i eventualnu pomoć mentora

Zadatak zadan:

30. studenog 2017.

Rok predaje rada:

1. rok: 23. veljače 2018.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.

3. rok: 21. rujna 2018.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.

2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.

3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

doc. dr. sc. Nenad Ferdelji

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	i
POPIS SLIKA .....	iii
POPIS TABLICA.....	v
POPIS OZNAKA .....	vi
SAŽETAK.....	xi
SUMMARY .....	xii
1. UVOD.....	1
1.1. Povrat otpadne topline .....	2
1.1.1. Faktori koji utječu na izvedivost sustava povrata otpadne topline [5].....	3
1.1.1.1. Količina topline.....	3
1.1.1.2. Kvaliteta otpadne topline/temperatura .....	4
1.1.1.3. Sastav struje koja nosi otpadnu toplinu .....	6
1.1.1.4. Najmanja dopuštena temperatura.....	7
1.1.1.5. Ekonomija razmjera, dostupnost i ostali faktori .....	7
1.2. Izmjenjivači topline.....	7
1.2.1. Rekuperativni izmjenjivači topline (rekuperatori).....	9
1.2.1.1. Izmjenjivači topline s dvostrukom cijevi .....	9
1.2.1.2. Shell-and-Tube izmjenjivači topline.....	10
1.2.1.3. Izmjenjivači topline sa spiralnom cijevi .....	13
2. FIZIKALNE OSNOVE .....	14
2.1. Prijenos topline konvekcijom.....	14
2.2. Prolaz topline kroz cilindričnu stijenu .....	16
2.3. Proračun izmjenjivača topline [6][9] .....	18
3. PRORAČUN DULJINE CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE A .....	21
3.1. Toplinski kapacitet struje dimnih plinova.....	21
3.2. Ukupni toplinski tok.....	24
3.3. Toplinski kapacitet struje termo-ulja .....	25
3.4. Određivanje $\pi$ -parametara izmjenjivača .....	25
3.5. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja .....	26
3.5.1. Rubni uvjeti.....	28
3.6. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani dimnih plinova.....	31
3.7. Koeficijent prolaza topline .....	35
3.8. Duljina cijevi izmjenjivača topline .....	36
4. LOKALNA PROMJENA TEMPERATURA STRUJA I STIJENKE PO DULJINI CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE A .....	38
5. PRORAČUN DULJINE CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE B .....	42
5.1. Toplinski kapacitet struje zraka .....	42
5.2. Određivanje $\pi$ -parametara izmjenjivača .....	42
5.3. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja .....	42
5.4. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani zraka .....	44
5.5. Koeficijent prolaza topline .....	48
5.6. Duljina cijevi izmjenjivača topline .....	49

---

6. LOKALNA PROMJENA TEMPERATURA STRUJA I STIJENKE PO DULJINI CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE B .....	51
7. UTJECAJ ZAPRLJANJA CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE A .....	54
8. UTJECAJ KOLIČINE DIMNIH PLINOVA .....	60
9. UTJECAJ MASENOG PROTOKA ULJA .....	68
10. ZAKLJUČAK.....	76
LITERATURA.....	77
PRILOZI.....	78

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Udio emisija stakleničkih plinova po sektorima [3].....	1
Slika 2.	Rekuperator sa zaprljanim cijevima [5] .....	6
Slika 3.	Primjer Shell-and-Tube izmjenjivača [8] .....	8
Slika 4.	Primjer izmjenjivača topline s dvostrukom cijevi [9] .....	10
Slika 5.	Poprečni presjek Shell-and-Tube kondenzatora [9] .....	11
Slika 6.	Konstrukcija Shell-and-Tube izmjenjivača topline s fiksnim cijevnim stijenama [9] .....	11
Slika 7.	Konstrukcija Shell-and-Tube izmjenjivača topline u obliku U-cijevi [9] .....	12
Slika 8.	Konstrukcija Shell-and-Tube izmjenjivača topline s pomičnom cijevnom stijenom [9] .....	12
Slika 9.	Hidraulički (lijevo) i temperaturni (desno) granični sloj [11] .....	15
Slika 10.	Sustav indirektnog zagrijavanja .....	25
Slika 11.	Skica izmjenjivača topline A.....	32
Slika 12.	Skica cijevne stijene izmjenjivača topline A (osjenčani dio je presjek kroz koji struje dimni plinovi) .....	32
Slika 13.	Diferencijal površine izmjenjivača A .....	38
Slika 14.	Lokalna promjena temperatura po duljini cijevi izmjenjivača topline A .....	41
Slika 15.	Skica izmjenjivača topline B .....	46
Slika 16.	Skica cijevne stijene izmjenjivača topline B (osjenčani dio je presjek kroz koji struji zrak).....	46
Slika 17.	Diferencijal površine izmjenjivača B .....	51
Slika 18.	Lokalna promjena temperatura po duljini cijevi izmjenjivača topline B .....	53
Slika 19.	Usporedba lokalnih promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A uslijed zaprljanja .....	57
Slika 20.	Usporedba lokalne promjene temperatura kroz izmjenjivač topline A uslijed zaprljanja .....	58
Slika 21.	Usporedba lokalne promjene temperatura kroz izmjenjivač topline B uslijed zaprljanja cijevi izmjenjivača A .....	59
Slika 22.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (smanjeni maseni protok dimnih plinova za 20%) .....	61
Slika 23.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (smanjeni maseni protok dimnih plinova za 20%) .....	62
Slika 24.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (povećani maseni protok dimnih plinova za 20%) .....	63
Slika 25.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (povećani maseni protok dimnih plinova za 20%) .....	64
Slika 26.	Lokalna promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke dimnih plinova. ....	65
Slika 27.	Lokalna promjena temperature unutarnje stijenske cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke dimnih plinova.....	66
Slika 28.	Ukupni toplinski tok u ovisnosti o postotku izdvojenog masenog protoka dimnih plinova .....	67
Slika 29.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (smanjeni maseni protok termo-ulja za 30%).....	69
Slika 30.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (smanjeni maseni protok termo-ulja za 30%).....	70

Slika 31.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (povećani maseni protok termo-ulja za 30%).....	71
Slika 32.	Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (povećani maseni protok termo-ulja za 30%).....	72
Slika 33.	Lokalna promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke termo-ulja.....	73
Slika 34.	Lokalna promjena temperature unutarnje stijenke cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke termo-ulja .....	74
Slika 35.	Ukupni toplinski tok u ovisnosti o postotnoj promjeni masenog protoka termo-ulja .....	75



**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Klasifikacija izvora otpadne topline prema temperaturi [5].....	5
Tablica 2. Sastav prirodnog plina [12] .....	21
Tablica 3. Molarne mase tvari .....	21
Tablica 4. Postupak iteracije kod određivanja duljine izmjenjivača A .....	37
Tablica 5. Postupak iteracije kod određivanja duljine izmjenjivača B .....	50

## POPIS OZNAKA

### Latinična slova

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$\text{m}^2$	površina
$A_0$	$\text{m}^2$	površina izmjenjivača topline
$A_1$	$\text{m}^2$	unutarnja površina cijevi
$A_2$	$\text{m}^2$	vanjska površina cijevi
$A_{\text{od}}$	$\text{m}^2$	površina kružnog odsječka
$A_u$	$\text{m}^2$	površina strujanja u cijevi
$a$	$\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$	temperaturna provodnost
$C$	$\text{W K}^{-1}$	toplinski kapacitet struje
$C_1$	$\text{W K}^{-1}$	toplinski kapacitet slabije struje
$C_2$	$\text{W K}^{-1}$	toplinski kapacitet jače struje
$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$	$\text{J kmol}^{-1} \text{ K}^{-1}$	srednji molarni toplinski kapacitet pri $p = \text{konst.}$ nad temperaturnim intervalom $\vartheta_1$ i $\vartheta_2$
$c_p$	$\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	specifični toplinski kapacitet pri $p = \text{konst.}$
$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$	$\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	srednji specifični toplinski kapacitet pri $p = \text{konst.}$ nad temperaturnim intervalom $\vartheta_1$ i $\vartheta_2$
$D_h$	$\text{m}$	hidraulički promjer
$D_u$	$\text{m}$	unutarnji promjer bubnja izmjenjivača topline
$d$	$\text{m}$	udaljenost tetive kružnice od središta kružnice
$d_u$	$\text{m}$	unutarnji promjer cijevi
$d_v$	$\text{m}$	vanjski promjer cijevi
$H$	$\text{W}$	entalpija struje
$h$	$\text{J kg}^{-1}$	specifična entalpija
$k$	$\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	koeficijent prolaza topline

$k_1$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu cijevi
$k_2$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi
$L$	m	karakteristična duljina
$L$	m	duljina cilindrične plohe
$L_{\text{stv}}$	$\text{kmol kmol}^{-1}$	relativna stvarna količina zraka za izgaranje
$l$	m	duljina cijevi
$M$	$\text{kg kmol}^{-1}$	molarna masa tvari
$Nu$	-	Nusseltov broj
$Nu_{2300}$	-	Nusseltov broj za $Re = 2300$
$Nu_{10^4}$	-	Nusseltov broj za $Re = 10^4$
$n$	$\text{kmol kmol}^{-1}$	količina produkata izgaranja po jedinici količine goriva
$n$	-	broj cijevi u izmjenjivaču topline
$O_{\text{min}}$	$\text{kmol kmol}^{-1}$	relativna minimalna količina kisika za izgaranje
$Pr$	-	Prandtlov broj
$\dot{Q}$	W	gubitak zbog otpadne topline
$q$	$\text{W m}^{-2}$	gustoća toplinskog toka
$q_m$	$\text{kg s}^{-1}$	maseni protok
$R$	m	radijus kružnice
$R$	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$	toplinski otpor
$R_{\text{kond}}$	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$	konduktivni toplinski otpor
$R_{\text{konv},1}$	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$	konvektivni toplinski otpor na unutarnjoj strani cijevi
$R_{\text{konv},2}$	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$	konvektivni toplinski otpor na vanjskoj strani cijevi
$R_{\text{uk}}$	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$	ukupni toplinski otpor kod prolaza topline kroz cijev
$Re$	-	Reynoldsov broj
$r$	m	radijus cilindrične plohe

$r_1$	m	unutarnji radijus cijevi
$r_2$	m	vanjski radijus cijevi
$r_u$	m	unutarnji radijus cijevi
$r_v$	m	vanjski radijus cijevi
$s$	m	debljina stijenke cijevi
$s_p$	m	debljina uzdužne pregrade izmjenjivača topline
$T_s$	K	temperatura stijenke
$T_{s1}$	K	temperatura unutarnje plohe cijevi
$T_{s2}$	K	temperatura vanjske plohe cijevi
$T_u$	K	temperatura fluida koji struji s unutarnje strane cijevi
$T_v$	K	temperatura fluida koji struji s vanjske strane cijevi
$T_\infty$	K	temperatura neporemećene struje fluida
$t$	m	duljina tetive kružnice
$w$	$\text{m s}^{-1}$	srednja brzina struje
$w_\infty$	$\text{m s}^{-1}$	brzina neporemećene struje fluida
$y$	-	udio produkata izgaranja u dimnim plinovima
$y'$	-	udio komponente goriva

### **Grčka slova**

$\alpha$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	koeficijent konvektivnog prijelaza topline
$\alpha_u$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	koeficijent konvektivnog prijelaza topline s unutarnje strane cijevi
$\alpha_v$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	koeficijent konvektivnog prijelaza topline s vanjske strane cijevi
$\gamma$	-	faktor za interpolaciju kod prijelaznog strujanja
$\delta_T$	m	debljina temperaturnog graničnog sloja
$\delta_w$	m	debljina hidrauličkog graničnog sloja

$\eta$	Pa s	dinamička viskoznost
$\theta$	rad	središnji kut koji zatvara tetiva kružnice
$\vartheta$	°C	temperatura struje
$\vartheta_1$	°C	temperatura slabije struje
$\vartheta_2$	°C	temperatura jače struje
$\vartheta_{s1}$	°C	temperatura unutarnje stijenke cijevi
$\vartheta_{s2}$	°C	temperatura vanjske stijenke cijevi
$\vartheta'$	°C	ulazna temperatura u izmjenjivač topline
$\vartheta''$	°C	izlazna temperatura iz izmjenjivača topline
$\lambda$	-	pretičak zraka
$\lambda$	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	toplinska provodnost
$\nu$	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	kinematička viskoznost
$\xi$	-	faktor trenja
$\pi_1$	-	bezdimenzijska razlika temperatura
$\pi_2$	-	broj prijenosnih jedinica izmjenjivača topline
$\pi_3$	-	omjer toplinskih kapaciteta struja
$\rho$	$\text{kg m}^3$	gustoća tvari
$\phi_c$	W	toplinski tok kroz cilindričnu plohu
$\phi_{uk}$	W	ukupni toplinski tok prenesen u izmjenjivaču topline

### **Popis indeksa**

A	u izmjenjivaču topline A
B	u izmjenjivaču topline B
dp	za struju dimnih plinova
T66	za struju termo-ulja <i>Therminol 66</i>
zr	za struju zraka

---

CH <sub>4</sub>	metan
CH <sub>4</sub>	etan
N <sub>2</sub>	dušik
CO <sub>2</sub>	ugljičkov dioksid
H <sub>2</sub> O	voda
O <sub>2</sub>	kisik
G	gorivo
č	čelik
met	metan
et	etan
duš	dušik
ud	ugljičkov dioksid
turb	kod turbulentnog strujanja
lam	kod laminarnog strujanja
$q$	uz rubni uvjet $q = \text{konst.}$
sr	srednja vrijednost
pretp	pretpostavljena vrijednost
zapr	uslijed zaprljanja

## SAŽETAK

Osnovni zadatak ovog rada je odabrati konstrukcijski tip i režim strujanja te analizirati parametre dva Shell&Tube izmjenjivača topline koji se koriste u industrijskom postrojenju u svrhu indirektnog zagrijavanja zraka pomoću otpadne topline dimnih plinova. Pri tome kroz izmjenjivače topline cirkulira termo-ulje koje preuzima toplinu od dimnih plinova i predaje ju suhom zraku.

Na početku su dane osnovne informacije o sustavima povrata otpadne topline i izmjenjivačima topline te fizikalne osnove konvektivnog prijenosa topline i proračuna izmjenjivača topline. Nakon toga su odabrani konstrukcijski i tehnološki parametri te je određena duljina oba izmjenjivača. Na kraju je analiziran utjecaj zaprljanja cijevi i promjene masenih protoka na rad spomenutog sustava za indirektno zagrijavanje.

Ključne riječi: zrak, indirektno zagrijavanje, povrat otpadne topline, dimni plinovi, termo-ulje, zaprljanje

## SUMMARY

The main task of this thesis is based on selection of construction type and flow arrangement and the performance analysis of two Shell & Tube heat exchangers used for air heating in indirect waste heat recovery system of the industrial plant. The heat exchangers are coupled by circulating thermal oil whereby the heat is transferred from the flue gas to the dry air.

Firstly, basic information about waste heat recovery and heat exchangers as well as fundamentals of convective heat transfer and design of heat exchangers are given. Afterwards, geometrical and performance parameters are chosen and the length of the heat exchangers is determined. At the end, influence of fouling and change in mass flow rates on performance of above mentioned indirect system are studied and analysis of the results is carried out.

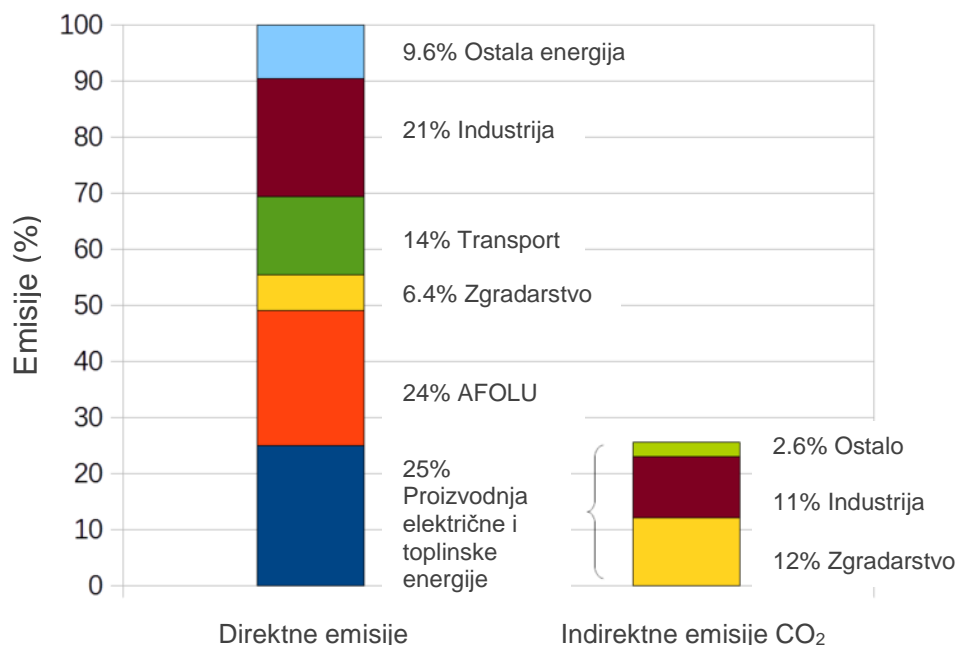
Key words: air, indirect heating system, waste heat recovery, flue gas, thermal oil, fouling



## 1. UVOD

Unutar konteksta industrijskih procesa, nestašica resursa i globalno zatopljenje ponajveći su problemi 21. stoljeća. Nedavne krize svjetskih razmjera koje su dovele do porasta cijena nafte, kao i prirodne katastrofe, a čiji su mogući uzroci klimatske promjene, potaknule su javnost da skrene pozornost na probleme energije i utjecaje globalnog zatopljenja. Konferencija COP21 u Parizu 2015. godine rezultirala je globalnim sporazumom između nacija s ciljem suzbijanja klimatskih promjena. Taj sporazum je takoreći dao znak da se uloži dodatan trud u istraživanje sigurnih, učinkovitih i održivih sustava. Stoga bi, po pitanju energije, zajednice znanstvenika i inženjera trebale razviti i dokazati tehničku i ekonomsku dostupnost inovativnih tehnologija u području energetike. Međutim, ne postoji jedinstveno rješenje; pravilnije bi bilo reći da se radi o sklopu odnosno kombinaciji različitih mjera. Nadalje, treba raditi ne samo na konstruiranju i razvoju naprednih tehnologija, nego također doprinijeti i poboljšanju postojećih. [1]

Industrija je zaslužna za udio cjelokupne emisije stakleničkih plinova od 32%, što uključuje i indirektnu emisiju zbog potrošnje električne energije<sup>1</sup> (Slika 1.). [1]



**Slika 1. Udio emisija stakleničkih plinova po sektorima [3]**

<sup>1</sup> prema podacima iz IPCC 2010

Kod primjene mjera održivog razvoja i energetske efikasnosti, poseban se izazov nameće industrijama koje su energijski-intenzivne, takozvane industrije materijala (proizvodnja aluminijske, cementa, čelika, stakla itd.). Takve industrije zahtijevaju korištenje opreme koja će povećati uštede energije, ali i poboljšati iskoristivost u pogledu emisija stakleničkih plinova (eng. *emissions efficiency*). Primjeri takve opreme su peći visoke iskoristivosti, plamenici prilagođeni za alternativna goriva, pametni regulacijski sustavi, sustavi za pohranu energije kao i sustavi za povrat otpadne topline (eng. *WHR – Waste Heat Recovery*).

Fokus ovog rada je upravo na sustavu povrata otpadne topline, a takvi su sustavi nadolazeća granica u pogledu energetske učinkovitosti kod energijski-intenzivnih industrija.

### 1.1. Povrat otpadne topline

Otpadna toplina je toplina koja je putem izgaranja goriva ili kemijske reakcije ostala pohranjena u obliku entalpije tvari, a kasnije se u tehnološkom procesu odbacuje u okoliš. U kotlovima, pećima ili ložištima industrijskih postrojenja nastaje velika količina vrućih dimnih plinova. Kada bi se dio te topline mogao povratiti, uštedila bi se značajna količina primarnog goriva, a način na koji bi se ona mogla povratiti, djelomično ovisi o temperaturi dimnih plinova i željenoj ekonomičnosti. [4]

Točnu količinu otpadne topline u industriji teško je odrediti, međutim različite studije procjenjuju da 20 do 50% u industriji „potrošene“ energije biva u konačnici odbačeno u okoliš u obliku otpadne topline. Dok je dio gubitaka zbog otpadne topline neizbježan, postoji i dio koji se u industrijskim postrojenjima može smanjiti poboljšanjem učinkovitosti opreme ili ugradnjom tehnologija za povrat otpadne topline. Te tehnologije uključuju „hvatanje“ i ponovnu upotrebu otpadne topline u svrhu grijanja ili pretvorbe u mehaničku odnosno električnu energiju. [5]

Gubici zbog otpadne topline rezultat su:

- neučinkovite opreme/uređaja
- termodinamičkih ograničenja na opremu i procese

Uzmimo primjerice industrijsko postrojenje za proizvodnju aluminijske. Dimni plinovi koji izlaze iz talioničke peći mogu imati temperaturu i do 1300 °C. Posljedično, ti plinovi sa sobom odnose i do 60% ukupne ulazne energije. Korištenjem peći veće učinkovitosti, poboljšava se prijelaz topline i smanjuje se izlazna temperatura dimnih plinova. Međutim, zakoni termodinamike stavljaju donje ograničenje na temperaturu dimnih plinova. Pošto izmjena topline

podrazumijeva transfer energije s visoko-temperaturnog izvora na nisko-temperaturni ponor, temperatura plinova izgaranja mora biti veća od temperature otopljenog aluminijsa kako bi se održao proces taljenja. Temperatura plinova u peći nikad neće pasti ispod temperature otopljenog aluminijsa, jer bi to kršilo drugi glavni stavak termodinamike. Stoga, minimalna temperatura dimnih plinova na izlazu iz peći odgovara temperaturi taljenja aluminijsa (650-750°C). I u tom slučaju se još uvijek barem 40% ukupne ulazne energije odbacuje u okoliš u obliku otpadne topline. [5]

#### ***1.1.1. Faktori koji utječu na izvedivost sustava povrata otpadne topline [5]***

Kako bi se procijenila izvedivost sustava povrata otpadne topline, potrebno je utvrditi karakteristike izvora otpadne topline i struje na koju će se prenijeti otpadna toplina. Bitni parametri struje koja nosi otpadnu toplinu su:

- „količina“ topline
- kvaliteta topline/temperatura struje
- sastav
- najmanja dopuštena temperatura
- dostupnost, ekonomija razmjera, raspored rada itd.

##### ***1.1.1.1. Količina topline***

„Količina“ topline pokazuje koliko energije se gubi, odnosno koliko energije bi se moglo povratiti kada bi se struja koja nosi otpadnu toplinu ohladila do neke referentne temperature (uglavnom je riječ o temperaturi okoliša). To je funkcija temperaturne razlike, masenog protoka i sastava struje, kao što pokazuje jednačina (1.1).

$$\dot{Q} = q_m \Delta h = q_m [h(\vartheta) - h(\vartheta_0)] \quad (1.1)$$

gdje je  $\dot{Q}$  gubitak zbog otpadne topline (W),  $q_m$  je maseni protok struje koja nosi otpadnu toplinu (kg/s), a  $\Delta h$  je razlika specifičnih entalpija struje čija vrijednost ovisi o razlici temperatura i sastavu.

Iako je „količina“ dostupne topline bitan parametar, sama po sebi ne pokazuje da li je sustav povrata otpadne topline izvediv.

### 1.1.1.2. Kvaliteta otpadne topline/temperatura

Temperatura je mjera upotrebljivosti otpadne topline i ključan faktor koji određuje izvedivost sustava. Temperature struja mogu značajno varirati, od rashladne vode koja u povratu ima niske temperature (40-90°C) pa do dimnih plinova npr. talioničkih peći za staklo koji mogu imati temperaturu i preko 1320°C. Kako bi prijelaz topline bio moguć, struja koja nosi otpadnu toplinu mora imati višu temperaturu od struje koja će tu toplinu primiti. Štoviše, iznos te temperaturne razlike je bitan pokazatelj „kvalitete“ otpadne topline, a također utječe i na brzinu izmjene topline po jedinici površine izmjenjivača.

S druge strane, temperatura struje u kojoj je pohranjena otpadna toplina utječe na maksimalnu teorijsku efikasnost prilikom pretvorbe otpadne topline u neki drugi oblik energije npr. mehanička ili električna (Carnotova iskoristivost)

Na koncu, temperaturni raspon također bitno utječe na odabir materijala pri konstruiranju izmjenjivača topline.

Klasifikacija povrata otpadne topline prema temperaturi te nedostaci i prednosti kod određenih temperaturnih raspona dani su u Tablici 1.

Tablica 1. Klasifikacija izvora otpadne topline prema temperaturi [5]

Temperaturni raspon	Prednosti	Nedostatci	Tipične metode povrata
Visoki >650°C	Energija dostupna za namjene različitih temperaturnih zahtjeva Visoko-efikasna „proizvodnja“ električne energije Veliki toplinski tok po jedinici površine izmjenjivača	Visoke temperature uzrokuju pojačano toplinsko naprezanje materijala izmjenjivača topline Pojačana kemijska aktivnost/korozija	Predgrijavanje zraka za izgaranje Proizvodnja pare za procese grijanja ili za dobivanje električne energije Predgrijavanje punjenja peći Prijenos na nisko i srednje-temperaturne procese
Srednji 230-650°C	Bolje odgovara materijalima izmjenjivača topline Praktičan za proizvodnju električne energije	-	Predgrijavanje zraka za izgaranje Proizvodnja pare Organski Rankineov ciklus – ORC Predgrijavanje punjenja peći Predgrijavanje napojne vode Prijenos na nisko-temperaturne procese
Niski <230°C	Velika količina energije koja se za dani temperaturni režim struje može predati nekom drugom mediju.	Mali broj namjena Nisko-efikasna proizvodnja električne energije Ako je struja koja nosi otpadnu toplotu dimni plin, tada je povrat nepraktičan zbog mogućnosti nastajanja kiselog kondenzata i korozije	Grijanje prostora Zagrijavanje vode za pukućanstvo Korištenje kao toplinski spremnik kod dizalica topline Organski Rankineov ciklus – ORC

### 1.1.1.3. Sastav struje koja nosi otpadnu toplinu

Iako kemijski sastav ne utječe direktno na kvalitetu ili količinu dostupne otpadne topline (izuzev slučaja u kojem struja ima neku ogrjevnu vrijednost), postoji utjecaj sastava na proces povrata otpadne topline i odabir materijala. Sastav i agregatno stanje struje koja nosi otpadnu toplinu će odrediti faktore kao što su toplinska provodnost i toplinski kapacitet, koji će utjecati na iskoristivost izmjenjivača topline.

Toplinski tok u izmjenjivaču također ovisi o sastavu i agregatnom stanju struje. Nadalje, gušći fluidi imaju veće koeficijente konvektivnog prijenosa topline, što omogućuje veće toplinske tokove po jedinici površine izmjenjivača za danu temperaturnu razliku.

Ono što je još bitno napomenuti je interakcija između kemikalija u ispušnoj struji i materijala izmjenjivača topline. Zaprljanje je čest problem kod izmjene topline i može znatno reducirati učinkovitost izmjenjivača ili dovesti do prekida rada sustava. Slika 2. prikazuje rekuperator koji se koristio u postrojenju s talioničkom peći za aluminij.



**Slika 2. Rekuperator sa zaprljanim cjevima [5]**

#### *1.1.1.4. Najmanja dopuštena temperatura*

Najmanja dopuštena temperatura struje koja nosi otpadnu toplinu je često usko povezana s problemima korozije materijala. Ovisno o korištenom gorivu, dimni plinovi sadrže različite koncentracije ugljikovog dioksida, vodene pare, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, neoksidiranih organskih spojeva i minerala. Ako se dimni plinovi ohlade ispod točke rošenja, vodena para će kondenzirati, reagirati s određenim spojevima i nataložiti korozivne tvari na izmjenjivačke površine. Izmjenjivači topline se generalno konstruiraju tako da se temperatura dimnih plinova održi iznad točke rosišta. Minimalna temperatura na izlazu iz izmjenjivača kod koje se ne javlja korozija, ovisi o sastavu goriva i tlaku dimnih plinova. Primjerice, dimni plinovi nastali izgaranjem prirodnog plina, pri atmosferskom tlaku, mogu se ohladiti otprilike do 120°C, dok se dimni plinovi nastali izgaranjem ugljena ili lož ulja s povećanim sadržajem sumpora okvirno mogu ohladiti na temperaturu od 150 do 175 °C, a da pri tom ne dođe do kondenzacije vodene pare.

Postoje izmjenjivači koji koriste napredne legure i kompozite kako bi se dodatno povratila toplina kod nisko-temperaturnih režima. Primjer takvih izmjenjivača su kondenzacijski kotlovi.

#### *1.1.1.5. Ekonomija razmjera, dostupnost i ostali faktori*

Nekoliko dodatnih faktora može odrediti da li je povrat topline izvediv u danoj primjeni. Primjerice, mala postrojenja zbog prevelikih investicijskih troškova vjerojatno neće ugraditi sustav za povrat otpadne topline. Nadalje, raspored rada postrojenja također može predstavljati problem. Ako je izvor otpadne topline dostupan samo u određenim periodima, izmjenjivač topline će naizmjenično biti izložen visokim i niskim temperaturama. U tom slučaju je potrebno spriječiti zamor materijala zbog toplinskih naprezanja. Također je poželjno preklapanje rasporeda dostupnosti otpadne topline s potrebom toplinske energije. Ako postrojenje nije u takvom režimu rada, potrebno je osigurati dodatan izvor topline koji će se koristiti kada otpadna toplina nije dostupna.

Ponekad raspored opreme i uređaja unutar postrojenja fizički sprečava ugradnju sustava za povrat otpadne topline, a javlja se i problem transporta nositelja otpadne topline – nije svejedno da li se radi o vrućem fluidu koji se lagano cjevovodom može dovesti do izmjenjivača topline ili o krutini koja se teže transportira do opreme za povrat topline.

## **1.2. Izmjenjivači topline**

Izmjenjivači topline su toplinski aparati u kojima se prenosi toplina između dva ili više fluida (tekućina) radi zagrijavanja ili ohlađivanja jednog fluida drugim. Takvi toplinski aparati imaju vrlo široku primjenu kao npr. u postrojenjima centralnog grijanja (poznati kao bojleri, radijatori, kaloriferi), postrojenjima za pripremu potrošne tople vode i kod postrojenja koja se primjenjuju u rashladnoj tehnici (isparivači i kondenzatori). Isto tako veliku primjenu takvi toplinski aparati nalaze u kemijskoj i prehrambenoj industriji kao zagrijači, kondenzatori, kristalizatori, sušionice, ekstraktori, destilatori i rektifikatori. Također veliku primjenu imaju u području termoelektričnih postrojenja (parni kotao – isparivač, pregrijači pare, zagrijači zraka, zagrijači napojne vode, kondenzator) odnosno nuklearnih reaktora (parni kotao, kondenzator). [6]

Ti toplinski aparati se mogu podijeliti s obzirom na: proces prijenosa topline, broj fluida, stupanj kompaktnosti površine<sup>2</sup>, konstrukcijske značajke, režime strujanja i mehanizme prijenosa topline. Kod nekolicine izmjenjivača topline, fluidi koji izmjenjuju toplinu su u direktnom kontaktu, dok se kod većine izmjenjivača prijenos topline obavlja kroz stijenku ili putem pohrane energije odnosno tranzijentnim načinom. [7]

Načelno se izmjenjivači topline mogu podijeliti na: rekuperatore, regeneratore i direktne (izravne) aparate. [6]

Ne ulazeći previše u daljnje klasifikacije izmjenjivača topline, u sljedećim poglavljima će biti dano nekoliko informacija o rekuperativnim izmjenjivačima topline, pod koje spadaju i „Shell-and-Tube“ izmjenjivači (Slika 3.).



**Slika 3. Primjer Shell-and-Tube izmjenjivača [8]**

---

<sup>2</sup> omjer izmjenjivačke površine i volumena izmjenjivača topline



### **1.2.1. Rekuperativni izmjenjivači topline (rekuperatori)**

Izmjenjivači topline kod kojih su struje (tekućine, fluidi) međusobno razdvojeni čvrstom stijenkom nazivaju se rekuperativnim toplinskim aparatima ili, kraće rekuperatorima. Kod takvih je aparata razdjelna stijenka rashladna odnosno ogrjevna površina, koja ne dopušta međusobni izravni dodir struja. Razdjelna stijenka može biti cijevnog ili pločastog oblika, a s obzirom na konstrukciju rekuperatori mogu biti različito izvedeni. [6]

Nadalje, rekuperatori čine veliku većinu svih izmjenjivača topline i mogu se podijeliti na izmjenjivače s osnovnom površinom i izmjenjivače s proširenom površinom. Razlika je u tome što izmjenjivači s osnovnom površinom ne koriste orebrenja ili neku drugu vrstu proširenja površine. [7]

Cijevni izmjenjivači su vrsta rekuperativnih izmjenjivača topline koji su izrađeni od kružnih cijevi. Jedan fluid struji unutar cijevi, a drugi izvan. Promjer, broj, duljina, raspored cijevi te razmak između cijevi se mogu mijenjati. Stoga su cijevni izmjenjivači značajno fleksibilniji u kontekstu konstruiranja. [9]

Cijevni se izmjenjivači topline nadalje mogu klasificirati na:

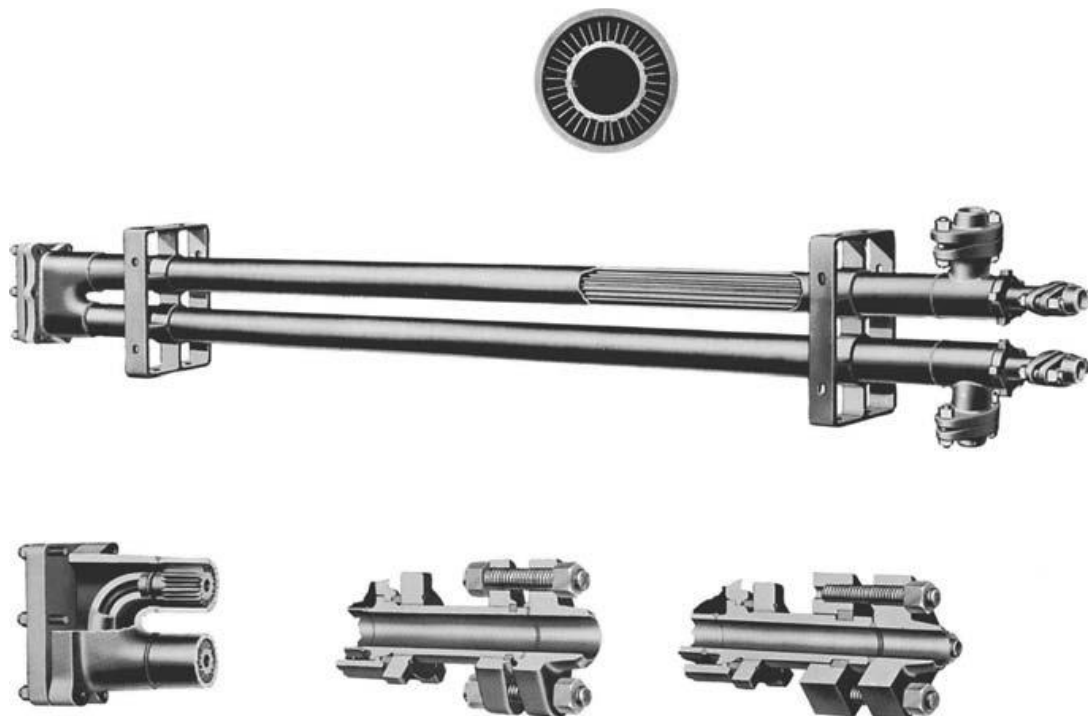
- izmjenjivače s dvostrukom cijevi
- Shell-and-Tube izmjenjivače
- izmjenjivače sa spiralnom cijevi

Cijevni izmjenjivači topline se primarno koriste kod izmjene topline između dvije kapljevine i kod kapljevine na jednoj strani i promjene faze (isparavanje ili kondenzacija) na drugoj strani. Izmjena topline kapljevina-plin i plin-plin se uglavnom koristi kada je radna temperatura i/ili tlak visok ili kada je problem zaprljanja površina prisutan barem na jednoj strani fluida, a neki drugi tip izmjenjivača ne bi odgovarao. [7]

#### **1.2.1.1. Izmjenjivači topline s dvostrukom cijevi**

Tipični izmjenjivač s dvostrukom cijevi se sastoji od jedne cijevi smještene koncentrično unutar druge cijevi većeg promjera. Ovakvi izmjenjivači mogu biti raspoređeni u različite paralelne ili serijske sustave kako bi se postigla željena srednja logaritamska temperaturna razlika ili željeni pad tlaka. Izmjenjivači topline s dvostrukom cijevi se pretežno koriste za izmjenu osjetne topline kod procesnih fluida i za manje kapacitete te manje površine izmjene topline (do 50 m<sup>2</sup>). Razlog tome je visoka cijena po jedinici izmjenjivačke površine. [7][9]

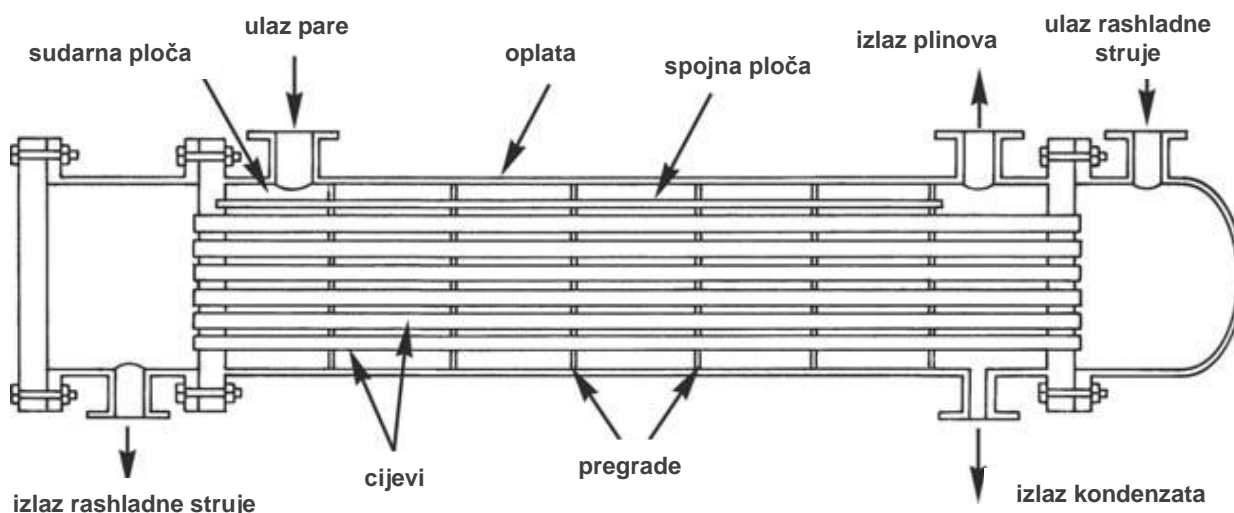
Ako je koeficijent konvektivnog prijelaza topline nizak, može se koristiti orebrena površina. Ovaj tip izmjenjivača se često gradi na modularan način u obliku „ukosnice“ (Slika 4.).



**Slika 4. Primjer izmjenjivača topline s dvostrukom cijevi [9]**

#### *1.2.1.2. Shell-and-Tube izmjenjivači topline*

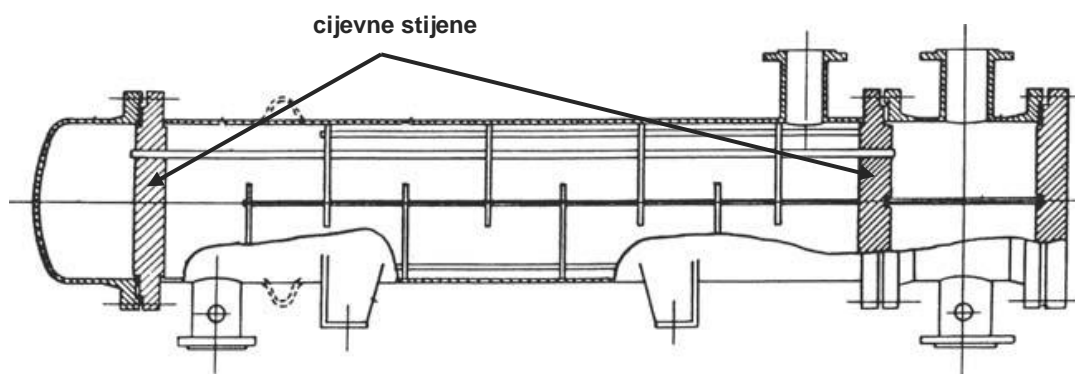
Shell-and-Tube izmjenjivači topline su građeni od snopa okruglih cijevi koje su ugrađene u veliku cilindričnu oplatu na način da su osi cijevi paralelne s osi oplata. Najčešće se koriste kao hladnjaci ulja, kao kondenzatori i predgrijači u elektranama, generatori pare u nuklearnim elektranama; a primjenjuju se i u procesnoj i kemijskoj industriji. Najjednostavniji oblik horizontalnog Shell-and-Tube izmjenjivača prikazan je na slici 5. Jedan fluid struji kroz cijevi (eng. *tube side*) dok drugi struji poprijeko ili uzduž cijevi na strani oplata (eng. *shell side*). Kod Shell-and-Tube izmjenjivača s pregradama struja na strani oplata struji poprijeko unutar pregrada, a uzdužno kada prijelazi iz jednog odjeljka u drugi. Shell-and-Tube izmjenjivači topline mogu biti različitih konstrukcija, ovisno o primjeni. [7][9][13]



**Slika 5. Poprečni presjek Shell-and-Tube kondenzatora [9]**

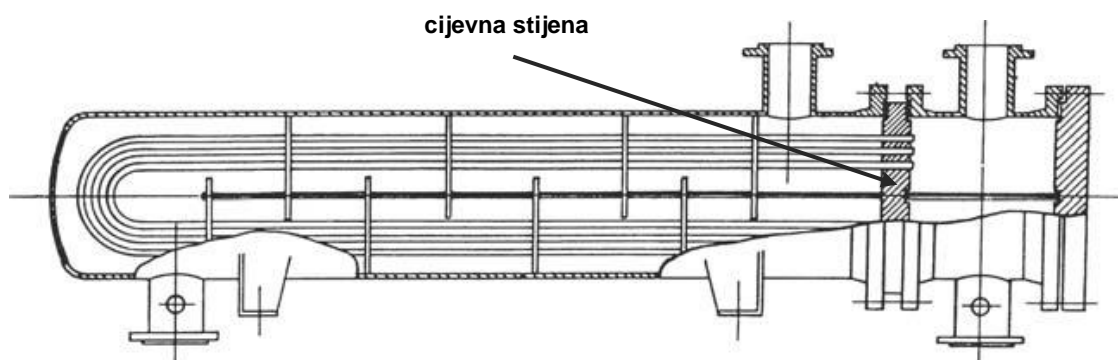
Tri najčešće konstrukcije Shell-and-Tube izmjenjivača su: konstrukcija s fiksiranim cijevnim stijenama, konstrukcija u obliku U-cijevi i konstrukcija s pomičnom cijevnom stijenom. [7][9]

Kod konstrukcije s fiksiranim cijevnim stijenama (Slika 6.), oplata je zavarena na cijevne stijene zbog čega nije moguće doći do vanjske strane snopa cijevi u svrhu čišćenja. Nedostatak ove jeftine varijante je i ograničeno toplinsko širenje. Međutim čišćenje unutarnje strane cijevi je jednostavno. [9]



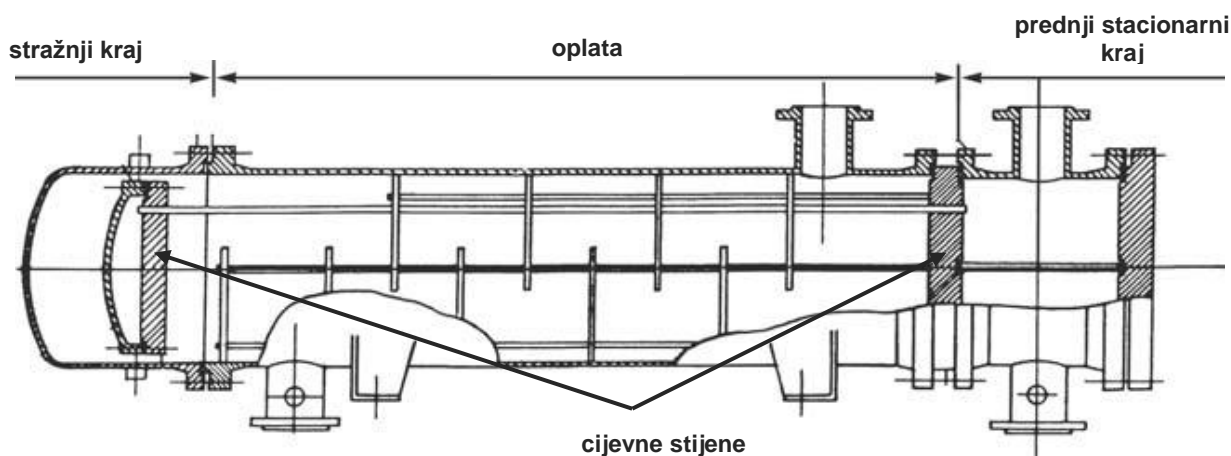
**Slika 6. Konstrukcija Shell-and-Tube izmjenjivača topline s fiksiranim cijevnim stijenama [9]**

Konstrukcija u obliku U-cijevi (Slika 7.) je najjeftinija zato što je potrebna samo jedna cijevna stijena. Unutarnja strana cijevi se ne može čistiti mehaničkim putem zbog naglog zakrivljenja. Kod ovakvih izmjenjivača broj prolaza struje na strani cijevi mora biti paran, ali je zato toplinsko širenje neograničeno. [9]



**Slika 7. Konstrukcija Shell-and-Tube izmjenjivača topline u obliku U-cijevi [9]**

Tip konstrukcije s pomičnom cijevnom stijenom (eng. *floating-head*) (Slika 8.) omogućuje gibanje cijevne stijene uslijed toplinskog širenja cijevi. Također, ovakva konstrukcija se lagano rastavlja u svrhu čišćenja, pa je stoga i namijenjena za jedinice sklone zaprljanju. Cijena ovakvih izmjenjivača topline je visoka. [9]



**Slika 8. Konstrukcija Shell-and-Tube izmjenjivača topline s pomičnom cijevnom stijenom [9]**

U Shell-and-Tube izmjenjivačima mogu se javiti različiti režimi strujanja na strani oplata, kao i na strani cijevi. To ovisi o namjeni topline, padu tlaka, visini tlaka, tehnici proizvodnje, cijeni izmjenjivača, kontroli korozije i problemima s čišćenjem. Pregrade se u ovakvim izmjenjivačima koriste kako bi se postigao veći koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani oplata, a ujedno i služe kao nosači cijevi. Shell-and-Tube izmjenjivači se konstruiraju na osnovi narudžbe za bilo koji kapacitet i radne uvjete. [9]

### *1.2.1.3. Izmjenjivači topline sa spiralnom cijevi*

Ovakvi izmjenjivači se sastoje od jedne ili više spiralnih cijevi smještenih unutar oplata. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline je veći kod spiralnih cijevi nego kod ravnih, a uvijanjem cijevi se također više izmjenjivačke površine može smjestiti u dani prostor. Toplinsko širenje kod ovakvih izmjenjivača ne predstavlja problem, ali je zato čišćenje gotovo nemoguće. [7]

## 2. FIZIKALNE OSNOVE

U sljedećim poglavljima bit će dane osnovne jednadžbe vezane uz konvektivni prijelaz topline, prolaz topline kroz cilindričnu stijenku i proračunavanje izmjenjivača topline.

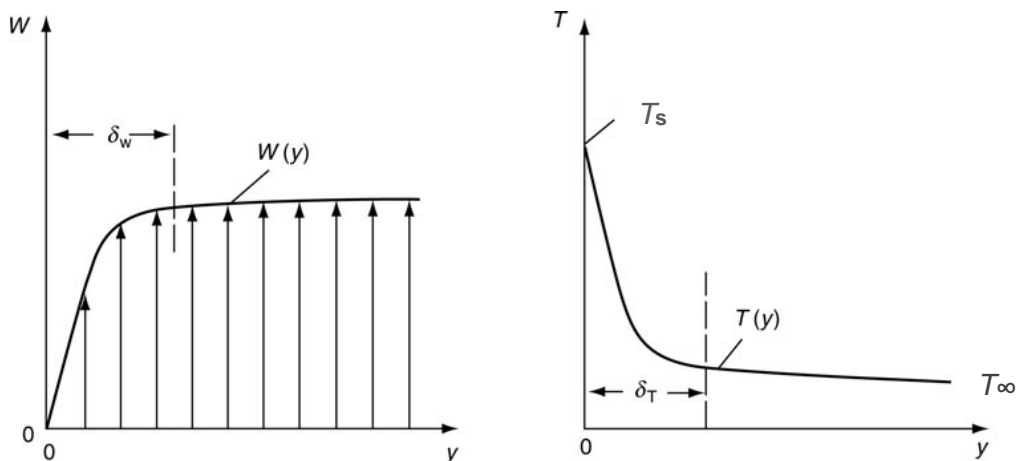
### 2.1. Prijenos topline konvekcijom

Pojam topline je definiran prvim zakonom termodinamike kao oblik energije koji prelazi preko granice termodinamičkog sustava zbog temperaturne razlike između promatranog sustava i njegove okoline. Drugi zakon termodinamike nalaže da toplina prijelazi uvijek u smjeru smanjenja temperature. Međutim i dalje je nepoznato kako količina topline ovisi o temperaturnoj razlici (temperaturnom gradijentu), geometriji izmjenjivača topline, svojstvima procesa i trajanju procesa. [11]

Osnovni pojmovi kod prijelaza topline su toplinski tok, koji je definiran kao izmjenjena toplina u jedinici vremena i gustoća toplinskog toka koja je definirana kao toplinski tok po jedinici površine okomite na smjer prijelaza topline.

Konvekcija je prijenos topline kod fluida koji se giba na makroskopskoj razini. To je superpozicija konduktivnog prijenosa topline unutar fluida i prijenosa energije zbog makroskopskog gibanja fluida. Na taj način konvektivna gustoća toplinskog toka ne ovisi samo o svojstvima tvari (npr. provodnost) nego i o svojstvima procesa, primjerice brzina strujanja fluida. [11]

Kod konstruiranja izmjenjivača topline, opis konvektivnog prijelaza topline sa struje fluida na krutu stijenku (i obratno) od posebnog je interesa. Situacija s fluidom neporemećene temperature  $T_\infty$ , neporemećene brzine  $w_\infty$  paralelne sa stijenkom i stijenkom temperature  $T_s$  će rezultirati profilima brzine i temperature fluida u blizini stijenke (Slika 9.). Područje uz stijenku u kojem se javljaju zamjetni gradijenti brzine i temperature se naziva hidrodinamički, odnosno temperaturni granični sloj. Teoriju graničnih slojeva prvi je formulirao Prandtl. [6][11]



**Slika 9. Hidraulički (lijevo) i temperaturni (desno) granični sloj [11]**

Konvektivna gustoća toplinskog toka  $q$  ovisi o razlici temperatura, ali i o profilima brzine i temperature u graničnom sloju koji mogu biti izrazito kompleksni pa čak i nestacionarni (npr. kod turbulentnog strujanja). Međutim, jednostavna relacija

$$q = \alpha(T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

poznata kao Newtonov stavak, omogućava računanje gustoće toplinskog toka. U jednadžbi (2.1)  $\alpha$  je koeficijent konvektivnog prijelaza topline. Ta veličina ovisi o promatranom fluidu i svojstvima procesa, kao i o geometrijskoj konfiguraciji, hrapavosti površine itd. [11]

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline se može na osnovi teorijskog pristupa odrediti za neke posebne slučajeve. Međutim, generalno se on određuje eksperimentalnim putem. Osnova za opis konvektivnog prijelaza topline je primjena teorije sličnosti. Opis pomoću teorije sličnosti značajno smanjuje broj relevantnih parametara i omogućuje generalni opis konvektivnog prijelaza topline za geometrijski slična tijela i različite tvari. U tu svrhu koristimo bezdimenzijski koeficijent prijelaza topline, poznatiji kao Nusseltov broj, a koji je definiran kao

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.2)$$

gdje je  $L$  karakteristična duljina sustava, a  $\lambda$  toplinska provodnost tekućine. Kako bi se izvele korelacije za Nusseltov broj, moramo razlikovati dvije situacije: prisilnu konvekciju i slobodnu konvekciju. [11]

Ako je strujanje tekućine uvjetovano samo razlikom u gustoći čestica tekućine (uzgon), tada se govori o prijenosu topline slobodnom (prirodnom) konvekcijom. Razlike u gustoćama čestica tekućine najvećim su dijelom posljedica njihove temperaturne razlike. [6]

Ako je strujanje tekućine potaknuto umjetno, nametnutom razlikom tlakova (ventilator, pumpa, vjetar,...) govori se o prijenosu topline prisilnom (prinudnom) konvekcijom. [6]

Važan parametar koji određuje karakteristiku strujanja kod prisilne konvekcije je Reynoldsov broj

$$Re = \frac{wL}{\nu} \quad (2.3)$$

gdje je  $w$  karakteristična brzina strujanja, a  $\nu$  kinematička viskoznost tekućine. [11]

Nadalje, neka svojstva tekućine se mogu sažeti u bezdimenzijskom obliku, kao Prandtllov broj

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.4)$$

gdje je  $a = \lambda / \rho c_p$  temperaturna provodnost,  $\rho$  je gustoća, a  $c_p$  specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku. [6][11]

Na osnovi navedenih bezdimenzijskih brojeva, koeficijent prijelaza topline se može izraziti različitim korelacijama za prisilnu konvekciju u sljedećem obliku [11]:

$$Nu = f_1(Re, Pr) \quad (2.5)$$

## 2.2. Prolaz topline kroz cilindričnu stijenu

Prema Fourierovu zakonu, toplinski je tok kroz cilindričnu plohu radijusa  $r$  i duljine  $L$  jednak:

$$\phi_c = -\lambda 2\pi r L \frac{dT}{dr} \quad (2.6)$$



Za stacionarno stanje je toplinski tok jednak za svaki radijus, pa je stoga moguće gornju diferencijalnu jednadžbu riješiti metodom separacije varijabli i integracijom od unutarnjeg do vanjskog radijusa cijevi, nakon čega se dobiva:

$$\phi_c = \lambda 2\pi L \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_2/r_1)} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{R_{\text{kond}}} \quad (2.7)$$

Odavde slijedi da je konduktivni toplinski otpor jednak:

$$R_{\text{kond}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L \lambda} \quad (2.8)$$

Također postoje konvektivni otpori na unutarnjoj i vanjskoj strani cijevi:

$$R_{\text{konv},1} = \frac{1}{\alpha_u A_1} \quad (2.9)$$

$$R_{\text{konv},2} = \frac{1}{\alpha_v A_2} \quad (2.10)$$

Ako s unutarnje strane cijevi struji tekućina temperature  $T_u$ , a s vanjske strane tekućina temperature  $T_v$  ( $T_u > T_v$ ), tada se toplinski tok u stacionarnom stanju može izraziti analogno Newtonovom stavku:

$$\phi_c = kA(T_u - T_v) \quad (2.11)$$

U ovom slučaju,  $A$  je površina proizvoljne cilindrične plohe. Pošto je toplinski tok konstantan, kao i temperature tekućina, koeficijent prolaza  $k$  je sveden na odabranu površinu  $A$ .

Ukupni toplinski otpor je jednak zbroju konduktivnog i konvektivnih otpora:

$$R_{\text{uk}} = \frac{1}{\alpha_u A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L \lambda} + \frac{1}{\alpha_v A_2} = \frac{1}{kA} \quad (2.12)$$

Konačno, koeficijent prolaza topline, sveden primjerice na vanjsku površinu cijevi  $A_2$  iznosi:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 \alpha_u} + \frac{r_2}{\lambda} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (2.13)$$

### 2.3. Proračun izmjenjivača topline [6][9]

U daljnjem tekstu će se pod pojmom izmjenjivača topline podrazumijevati rekuperator kod kojeg se prijenos topline odvija između dvije struje fluida odvojenih izmjenjivačkom površinom. Kod proračuna izmjenjivača topline, najčešći zadaci su dimenzioniranje i analize izmjenjivača.

Problem analize uključuje računanje toplinskog toka i izlaznih temperatura fluida za poznate masene protoke, ulazne temperature i dopušteni pad tlaka postojećeg izmjenjivača topline. To znači da mora biti površina izmjene topline, ulazne temperature i dimenzije kanala kroz koje struje tekućine.

Problem dimenzioniranja uključuje odabir tipa izmjenjivača i određivanje dimenzija s kojima će se zadovoljiti zahtjevi na ulazne odnosno izlazne temperature, masene protoke i padove tlaka.

Kod proračunavanja rekuperatora pretpostavlja se da je toplinski tok prema okolini zanemariv, odnosno sva toplina s toplije struje prelazi na hladniju struju. Nadalje, pretpostavljaju se konstante vrijednosti toplinskih kapaciteta i koeficijenta prolaza topline. Prilikom označavanja uobičajeno je da se indeksom 1 označava slabija struja (manjeg toplinskog kapaciteta), a indeksom 2 jača struja (većeg toplinskog kapaciteta). Nadalje, za oznaku ulazne temperature koristi se apostrof ', dok se za oznaku izlazne temperature koristi apostrof ''.

Postoje različite metode kod proračunavanja izmjenjivača topline, međutim fokus će biti na metodi pomoću  $\pi$ -parametara.

Ova metoda se temelji na prikazu rješenja rekuperatora u bezdimenzijskom obliku. Rješenje rekuperatora daje formalnu matematičku vezu (jednadžba (2.14)) između ukupnog toplinskog toka, koeficijenta prolaza topline, površine izmjenjivača, toplinskih kapaciteta obiju struja i ulaznih odnosno izlaznih temperatura struja.

$$\phi_{uk} = f(k, A_0, \vartheta'_1, \vartheta''_1, \vartheta'_2, \vartheta''_2, C_1, C_2) \quad (2.14)$$

Ako se provede dimenzijska analiza, dobiva se rješenje u bezdimenzijskom implicitnom obliku:

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (2.15)$$

gdje su pojedine bezdimenzijske značajke ( $\pi$ -parametri):

$$\pi_1 = \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2} \quad (2.16)$$

Ova značajka predstavlja bezdimenzijsku promjenu temperature slabije struje.

$$\pi_2 = \frac{kA_0}{C_1} \quad (2.17)$$

Ova značajka predstavlja broj prijenosnih jedinica u slabijoj struji.

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} \quad (2.18)$$

Posljednja nezavisna značajka je omjer toplinskih kapaciteta slabije i jače struje.

Bitno je napomenuti da međusobna ovisnost  $\pi$ -parametara ovisi o načinu međusobnog strujanja fluida u rekuperatoru. Osnovni načini strujanja su:

- istosmjerno strujanje
- protusmjerno strujanje
- unakrsno strujanje

U praksi se najčešće javljaju rekuperatori s kombiniranim načinom strujanja, a u tablicama se mogu pronaći funkcijske veze između bezdimenzijskih značajki za iste.

Ako se radi o problemu dimenzioniranja izmjenjivača topline, postupak pomoću ove metode je sljedeći:

1. poznavajući ulazne i izlazne temperature, određuje se parametar  $\pi_1$  iz jednačbe (2.16)
2. određuje se omjer toplinskih kapaciteta tj. parametar  $\pi_3$  iz jednačbe (2.18)
3. određuje se koeficijent prolaza topline  $k$
4. poznavajući parametre  $\pi_1$  i  $\pi_3$  u tablicama se pronalazi implicitni bezdimenzijski oblik rješenja za odabrani tip izmjenjivača  $\pi_2 = f(\pi_1, \pi_3)$  i računa se parametar  $\pi_2$
5. iz definicije parametra  $\pi_2$  (jednačba (2.17)) se određuje potrebna površina izmjenjivača

### 3. PRORAČUN DULJINE CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE A

#### 3.1. Toplinski kapacitet struje dimnih plinova

Dimni plinovi nastaju izgaranjem  $q_{m,G} = 80 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.0222 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  prirodnog plina. Sastav prirodnog plina je prikazan u tablici 2.

Tablica 2. Sastav prirodnog plina [12]

Komponenta	Molni udio ( $y'_k \times 100\%$ ) [%]
Metan (CH <sub>4</sub> )	94
Etan (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	4.5
Dušik (N <sub>2</sub> )	1
Ugljikov dioksid (CO <sub>2</sub> )	0.5

Molarne mase komponenti prirodnog plina, kao i produkata izgaranja dane su u tablici 3.

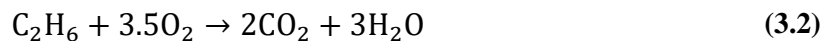
Tablica 3. Molarne mase tvari

Tvar	Molarna masa [kg/kmol]
Metan (CH <sub>4</sub> )	16
Etan (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	30
Dušik (N <sub>2</sub> )	28
Ugljikov dioksid (CO <sub>2</sub> )	44
Kisik (O <sub>2</sub> )	32
Voda (H <sub>2</sub> O)	18

Sada se može izračunati molarna masa goriva:

$$M_G = y'_{\text{met}} M_{\text{CH}_4} + y'_{\text{et}} M_{\text{C}_2\text{H}_6} + y'_{\text{duš}} M_{\text{N}_2} + y'_{\text{ud}} M_{\text{CO}_2} = 16.89 \frac{\text{kg G}}{\text{kmol G}}$$

Komponente prirodnog plina koje sudjeluju u izgaranju su metan i etan. Stehiometrijske jednačbe izgaranja metana i etana su:



Uobičajena vrijednost pretička zraka kod izgaranja prirodnog plina je  $\lambda = 1.1$ , stoga se može odrediti stvarna količina zraka koji se dovodi u ložište (molni udio kisika u zraku je 21%).

$$O_{\min} = 2y'_{\text{met}} + 3.5y'_{\text{et}} = 2.0375 \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol G}}$$

$$L_{\text{stv}} = \lambda \frac{O_{\min}}{0.21} = 10.6726 \frac{\text{kmol zr}}{\text{kmol G}}$$

Uz pretpostavku potpunog izgaranja može se odrediti količina pojedinih produkata izgaranja i količina dimnih plinova po kilomolu goriva.

$$n_{\text{CO}_2} = y'_{\text{met}} + 2y'_{\text{et}} + y'_{\text{ud}} = 1.035 \frac{\text{kmol CO}_2}{\text{kmol G}}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = 2y'_{\text{met}} + 3y'_{\text{et}} = 2.105 \frac{\text{kmol H}_2\text{O}}{\text{kmol G}}$$

$$n_{\text{O}_2} = (\lambda - 1)O_{\min} = 0.2038 \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol G}}$$

$$n_{\text{N}_2} = 0.79L_{\text{stv}} + y'_{\text{duš}} = 8.4414 \frac{\text{kmol N}_2}{\text{kmol G}}$$

$$n_{\text{dp}} = n_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} = 11.6951 \frac{\text{kmol dp}}{\text{kmol G}}$$

Sljedeći korak je određivanje udjela pojedinih produkata izgaranja u dimnim plinovima.

$$y_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2}}{n_{\text{dp}}} = 0.0885 \frac{\text{kmol CO}_2}{\text{kmol dp}}$$

$$y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{dp}}} = 0.1723 \frac{\text{kmol H}_2\text{O}}{\text{kmol dp}}$$

$$y_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{dp}}} = 0.0174 \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol dp}}$$

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{dp}} = 0.7218 \frac{\text{kmol } N_2}{\text{kmol } dp}$$

Srednji molarni toplinski kapacitet tvari između temperatura  $\vartheta_1$  i  $\vartheta_2$  se računa pomoću jednadžbe (3.3) [13]

$$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{[C_{m,p}]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - [C_{m,p}]_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \quad (3.3)$$

Sada se može odrediti srednji molarni toplinski kapacitet dimnih plinova između temperatura 180°C i 450°C te molarna masa dimnih plinova.

$$[C_{m,p,dp}]_{180}^{450} = y_{CO_2} [C_{m,p,CO_2}]_{180}^{450} + y_{H_2O} [C_{m,p,H_2O}]_{180}^{450} + y_{O_2} [C_{m,p,O_2}]_{180}^{450} + y_{N_2} [C_{m,p,N_2}]_{180}^{450}$$

$$M_{dp} = y_{CO_2} M_{CO_2} + y_{H_2O} M_{H_2O} + y_{O_2} M_{O_2} + y_{N_2} M_{N_2}$$

Nakon uvrštavanja vrijednosti, koristeći toplinske tablice [13] i podatke iz tablice 3., dobiva se:

$$[C_{m,p,dp}]_{180}^{450} = 32.6478 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \text{ i } M_{dp} = 27.6727 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}.$$

Srednji specifični toplinski kapacitet dimnih plinova dobiva se dijeljenjem s molarnom masom dimnih plinova:

$$[c_{p,dp}]_{180}^{450} = \frac{[C_{m,p,dp}]_{180}^{450}}{M_{dp}} = 1176 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

U izmjenjivač topline odvaja se 75% ukupnog masenog protoka dimnih plinova, pa je maseni protok jednak:

$$q_{m,dp} = \frac{0.75 q_{m,G} n_{dp} M_{dp}}{M_G} = 0.3204 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Konačno, toplinski kapacitet dimnih plinova se dobiva množenjem srednjeg specifičnog toplinskog kapaciteta i masenog protoka:

$$C_{dp} = q_{m,dp} [c_{p,dp}]_{180}^{450} = 376.7712 \frac{W}{K}$$

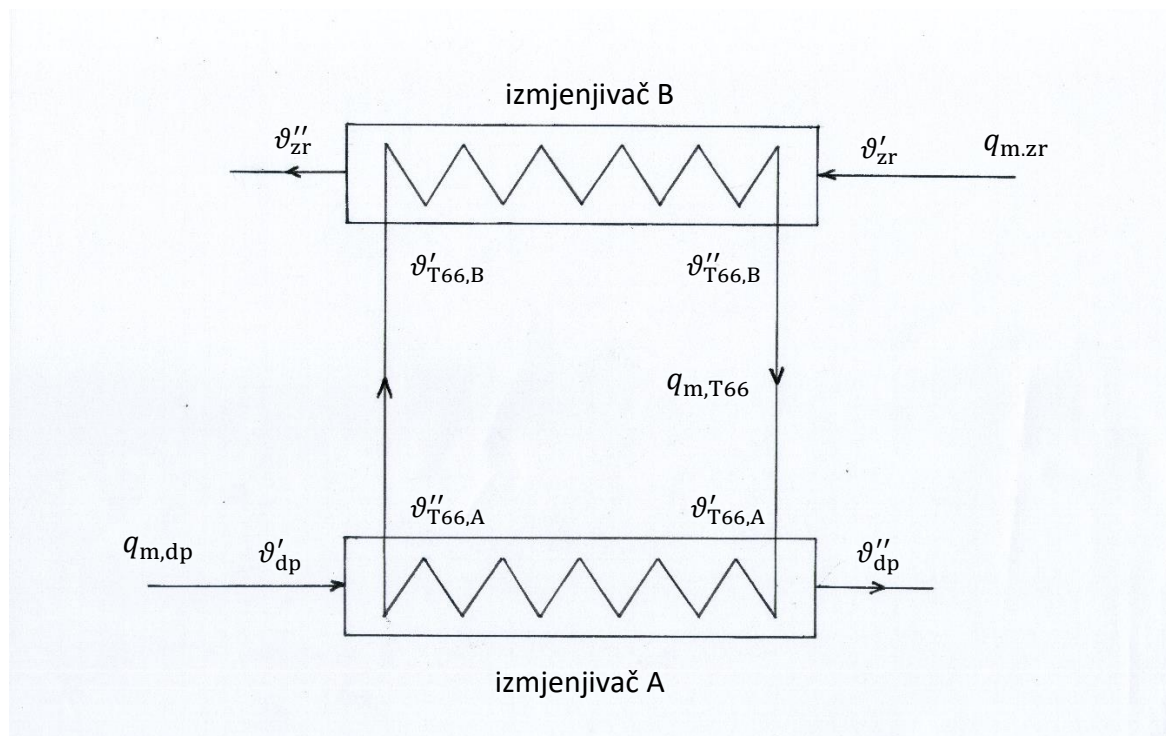
### 3.2. Ukupni toplinski tok

Sustav od dva izmjenjivača A i B izveden je kao što je prikazano na slici 10. Toplinski tok koji prijeđe s dimnih plinova na termo-ulje u izmjenjivaču A biva prenesen na hladni zrak u izmjenjivaču B.

Ukupni toplinski tok se određuje iz razlike entalpija dimnih plinova na ulazi i izlazu izmjenjivača A:

$$\phi_{uk} = q_{m,dp} [c_{p,dp}]_{180}^{450} (\vartheta'_{dp} - \vartheta''_{dp}) = C_{dp} (\vartheta'_{dp} - \vartheta''_{dp}) = 101.72822 \text{ kW}$$





Slika 10. Sustav indirektnog zagrijavanja

### 3.3. Toplinski kapacitet struje termo-ulja

Termo-ulje koje se koristi za zagrijavanje zraka je *Therminol 66*. Svojstva termo-ulja su navedena u izvoru [15]. Za početak se određuje temperaturni raspon ulja, to jest ulazne i izlazne temperature u izmjenjivače topline A i B.

Ulazna temperatura u izmjenjivač A (izlazna temperatura iz izmjenjivača B) je 150 °C, a izlazna temperatura (ulazna temperatura u izmjenjivač B) 230 °C. Temperature su odabrane tako da svojstva ulja ostaju stabilna unutar tog temperaturnog raspona.

Sada se može iz razlike entalpija odrediti toplinski kapacitet termo-ulja:

$$C_{T66} = \frac{\phi_{uk}}{(\vartheta''_{T66,A} - \vartheta'_{T66,A})} = 1271.6028 \frac{W}{K}$$

### 3.4. Određivanje $\pi$ -parametara izmjenjivača

Strujanje u izmjenjivaču A je čisto protusmjerno. Za takav tip izmjenjivača se koristi bezdimenzijsko rješenje za protusmjerno strujanje u kojem se izražava parametar  $\pi_2$ . [16]

$$\pi_2 = \frac{1}{\pi_3 - 1} \ln \left( \frac{1 - \pi_1}{1 - \pi_1 \pi_3} \right) \quad (3.4)$$

Sljedeći korak je određivanje parametara  $\pi_1$  i  $\pi_3$ , pri čemu je struja termo-ulja jača, a struja dimnih plinova slabija ( $C_{T66} > C_{dp}$ ).

$$\pi_{1,A} = \frac{\vartheta'_{dp} - \vartheta''_{dp}}{\vartheta'_{dp} - \vartheta'_{T66,A}} = 0.9$$

$$\pi_{3,A} = \frac{C_{dp}}{C_{T66}} = 0.2963$$

Konačno, uvrštavanjem gore dobivenih vrijednosti u jednadžbu (3.4) dobiva se vrijednost parametra:  $\pi_{2,A} = 2.83135$ .

### 3.5. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja

Proračun izmjenjivača topline se proveo pomoću programa Microsoft Excel. Duljina izmjenjivača je stoga dobivena iterativnim postupkom pri čemu su mijenjani određeni konstrukcijski parametri.

Konstrukcijski parametri koji su relevantni za određivanje koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja su:

- broj cijevi kroz koje struji ulje,  $n$
- vanjski promjer cijevi,  $d_v$
- debljina stijenke cijevi,  $s$

Vrijednosti<sup>3</sup> ovih parametara su:  $n_A = 36$ ,  $d_{v,A} = 7 \text{ mm} = 0.007 \text{ m}$  i  $s_A = 1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m}$ .

Unutarnji promjer cijevi dobiva se pomoću vanjskog promjera i debljine stijenke:

$$d_{u,A} = d_{v,A} - 2s_A = 5 \text{ mm} = 0.005 \text{ m}$$

---

<sup>3</sup> vanjski promjer i debljina stijenke cijevi su odabrani prema izvoru [14]

Srednja temperatura ulja u izmjenjivaču topline A jednaka je:

$$\vartheta_{\text{sr},T66} = \frac{\vartheta'_{T66,A} + \vartheta''_{T66,A}}{2} = 190 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Indeks A je izostavljen jer je srednja temperatura termo-ulja jednaka za oba izmjenjivača.

Sva relevantna svojstva termo-ulja za daljnji proračun određuju se iz tablica u izvoru [15] uz eventualnu upotrebu linearne interpolacije.

- gustoća:  $\rho_{T66}(\vartheta_{\text{sr},T66}) = 892.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- toplinska provodnost:  $\lambda_{T66}(\vartheta_{\text{sr},T66}) = 0.107 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- dinamička viskoznost:  $\eta_{T66}(\vartheta_{\text{sr},T66}) = 0.00095 \text{ Pas}$

Srednji specifični toplinski kapacitet ulja dobiva se pomoću integracije:

$$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{\int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} c_p(\vartheta) d\vartheta}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \quad (3.5)$$

Korištenjem funkcijske ovisnosti specifičnog toplinskog kapaciteta termo-ulja o temperaturi koja je navedena u izvoru [15]. Iz jednadžbe (3.5) se dobiva vrijednost:

$$[c_{p,T66}]_{150}^{230} = 2158.5 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}.$$

Podatak koji je također bitan za proračun je potrebni maseni protok termo-ulja. Maseni protok se dobiva dijeljenjem toplinskog kapaciteta sa srednjim specifičnim toplinskim kapacitetom:

$$q_{m,T66} = \frac{C_{T66}}{[c_{p,T66}]_{100}^{180}} = 0.58911 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Polazi se od pretpostavke da kroz svaku cijev izmjenjivača prolazi jednaka masa termo-ulja. Stoga je maseni protok po cijevi jednak:

$$q_{m,T66,A} = \frac{q_{m,T66}}{n_A} = 0.016364 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Površina unutarnjeg poprečnog presjeka cijevi jednaka je:

$$A_{u,A} = \frac{d_{u,A}^2 \pi}{4} = 0.000019635 \text{ m}^2$$

Sada se može odrediti srednja brzina termo-ulja u cijevi:

$$w_{T66,A} = \frac{q_{m,T66,A}}{\rho_{T66} A_{u,A}} = 0.93402 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

U zadanom slučaju toplina prelazi uslijed prisilne konvekcije. To znači da postoji funkcijska veza između relevantnih bezdimenzijskih brojeva ( $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ ) kakva je prikazana jednadžbom (2.5). Stoga je sljedeći korak određivanje Reynoldsovog odnosno Prandtlovog broja.

Reynoldsov broj je za strujanje termo-ulja u cijevima izmjenjivača A jednak:

$$Re_{T66,A} = \frac{\rho_{T66} w_{T66,A} d_{u,A}}{\eta_{T66}} = 4386.4525$$

On daje bitnu informaciju o tipu strujanja. Naime, za vrijednosti Reynoldsovog broja manje od  $Re = 2300$  strujanje je laminarno. Ako je Reynoldsov broj unutar raspona  $2300 < Re < 10^4$  strujanje je u prijelaznom području, a za Reynoldsov broj  $Re > 10^4$  strujanje je turbulentno. Stoga je zaključak da termo-ulje struji u prijelaznom području u cijevima izmjenjivača.

Prandtllov broj je definiran jednadžbom (2.4) međutim taj izraz se može svesti na sljedeći oblik:

$$Pr_{T66} = \frac{\eta_{T66} [c_{p,T66}]_{100}^{180}}{\lambda_{T66}} = 19.16425$$

Indeks A je izostavljen jer je Prandtllov broj termo-ulja jednak za oba izmjenjivača topline.

### 3.5.1. Rubni uvjeti

Pretpostavka koju je bitno definirati kako bi se odredila funkcijska veza  $Nu = f(Re, Pr)$  je pretpostavka o rubnim uvjetima uz stijenku. Navedene funkcijske veze su općenito definirane za dva rubna uvjeta:

1. rubni uvjet konstante temperature stijenke ( $T_s = konst.$ )
2. rubni uvjet konstante gustoće toplinskog toka ( $q = konst.$ )

Ovakvi rubni uvjeti su u potpunosti ostvareni samo za određene slučajeve. Generalno se rubni uvjet konstante temperature stijenke primjenjuje, ako je strujanje istosmjerno, a toplinski kapaciteti struja i koeficijenti konvektivnog prijelaza topline su sličnih vrijednosti. Rubni uvjet konstante gustoće toplinskog toka primjenjuje se kod protusmjernog strujanja pri čemu toplinski kapaciteti struja imaju slične vrijednosti. Tada je razlika temperatura struja kroz duljinu izmjenjivača približno konstanta.

Odabire se rubni uvjeti konstante gustoće toplinskog toka:  $q = konst.$

Također se pretpostavlja duljina izmjenjivača topline  $A$ . Naime, riječ je o početnoj vrijednosti duljine pomoću koje će se dobiti koeficijenti konvektivnog prijelaza topline. Na kraju proračuna se dobivena duljina izmjenjivača zamjenjuje s pretpostavljenom vrijednosti. Ovaj postupak se ponavlja dok god pretpostavljena vrijednost približno ne odgovara dobivenoj vrijednosti duljine (iterativna metoda).

Početna pretpostavljena vrijednost duljine izmjenjivača  $A$  je:  $l_A = 15$  m.

Kod strujanja u prijelaznom području ( $2300 < Re < 10^4$ ) dolazi do naizmjeničnih, kratkotrajnih intervala laminarnog i turbulentnog strujanja. Kako bi se opisao ovakav isprekidan način strujanja, uvodi se faktor  $\gamma$ , koji poprima vrijednost 0 kada je strujanje konstantno laminarno, a vrijednost 1 kada je strujanje konstantno turbulentno. [11]

Sljedeća jednadžba za Nusseltov broj je oblik interpolacije kojom se opisuje prijelazni režim strujanja, a potvrđena je brojnim eksperimentima [11]:

$$Nu = (1 - \gamma)Nu_{\text{lam},2300} + \gamma Nu_{\text{turb},10^4} \quad (3.6)$$

gdje je  $\gamma$ :

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}, 0 < \gamma < 1 \quad (3.7)$$

U jednadžbi (3.6)  $Nu_{lam,2300}$  je srednji Nusseltov broj kod formiranja laminarnog strujanja za  $Re = 2300$ . Kod određivanja ove vrijednosti bitnu ulogu igra odabrani rubni uvjet. U promatranom slučaju, odabran je rubni uvjet konstantne gustoće toplinskog toka.

Jednadžbe za određivanje  $Nu_{lam,2300}$  uz rubni uvjet konstantne gustoće toplinskog toka su sljedeće [11]:

$$Nu_{sr,q,2300} = \left\{ 83.326 + (Nu_{sr,q,2,2300} - 0.6)^3 + Nu_{sr,q,3,2300}^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.8)$$

gdje je

$$Nu_{sr,q,2,2300} = 1.953 \sqrt[3]{2300 Pr \frac{d_u}{l}} \quad (3.9)$$

srednji Nusseltov broj kod visokih vrijednosti  $Re Pr \frac{d_u}{l}$  i

$$Nu_{sr,q,3,2300} = 0.924 \sqrt[3]{Pr} \sqrt{2300 \frac{d_u}{l}} \quad (3.10)$$

srednji Nusseltov broj kojim se uzima u obzir razvijanje temperaturnog i hidrauličkog graničnog sloja.

U jednadžbi (3.6)  $Nu_{turb,10^4}$  je srednji Nusseltov broj kod turbulentnog strujanja za  $Re = 10^4$ . Kod određivanja ovog broja odabrani rubni uvjet ne igra značajnu ulogu.

Jednadžba pomoću koje se određuje  $Nu_{turb,10^4}$  iz izvora [11] je:

$$Nu_{sr,10^4} = \frac{\left(\frac{0.0308}{8}\right) 10^4 Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{0.0308}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left[ 1 + \left(\frac{d_u}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (3.11)$$

Navedene jednadžbe vrijede uz sljedeće uvjete:  $2300 \leq Re \leq 10^4$ ,  $0.6 \leq Pr \leq 1000$  i  $\frac{d_u}{l} \leq 1$ .

Ako se u jednažbe (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10) i (3.11) uvrste vrijednosti  $Re_{T66,A}$ ,  $Pr_{T66}$  i  $\frac{d_{u,A}}{l_A}$ , dobiva se:  $\gamma_{T66,A} = 0.27097$ ,  $Nu_{sr,q,2300,T66,A} = 5.50343$ ,  $Nu_{sr,10^4,T66,A} = 126.6169$  i  $Nu_{T66,A} = 38.32129$  (podrazumijeva se da je riječ o srednjoj vrijednosti kroz duljinu cijevi).

Na kraju se pomoću Nusseltovog broja iz jednažbe (2.2) određuje (srednji) koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja:

$$\alpha_{T66,A} = \frac{Nu_{T66,A} \lambda_{T66}}{d_{u,A}} = 820.07565 \frac{W}{m^2 K}$$

### 3.6. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani dimnih plinova

Postupak određivanja koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani dimnih plinova je sličan prethodnom postupku. Za početak određujemo relevantna svojstva dimnih plinova pri srednjoj temperaturi. Srednja temperatura je aritmetička sredina ulazne i izlazne temperature dimnih plinova:

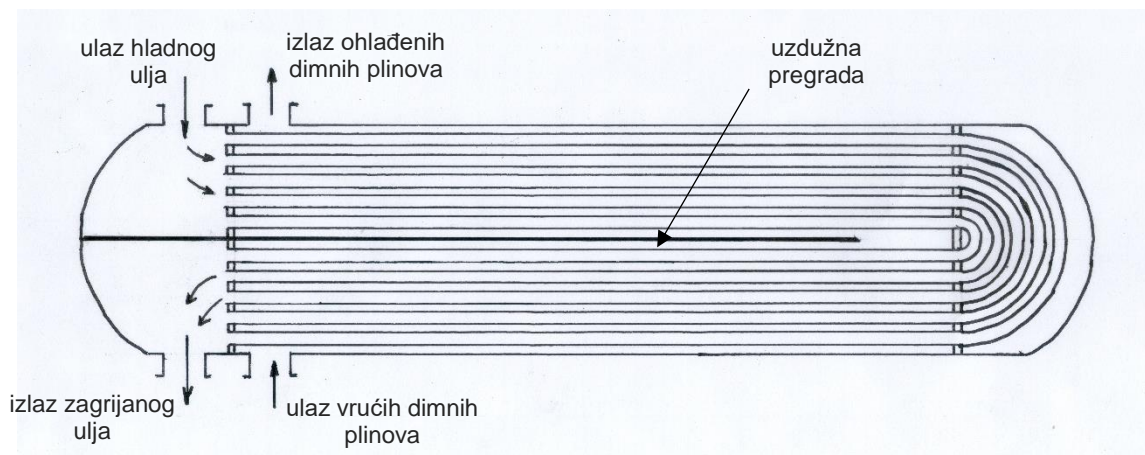
$$\vartheta_{sr,dp} = \frac{\vartheta'_{dp} + \vartheta''_{dp}}{2} = 315 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Relevantna svojstva dimnih plinova pri srednjoj temperaturi određena su pomoću izvora [17] uvrštavajući temperaturu i sastav dimnih plinova koji je određen u poglavlju 3.1.

- gustoća:  $\rho_{dp}(\vartheta_{sr,dp}) = 0.5751 \frac{kg}{m^3}$
- toplinska provodnost:  $\lambda_{dp}(\vartheta_{sr,dp}) = 0.0439 \frac{W}{mK}$
- dinamička viskoznost:  $\eta_{dp}(\vartheta_{sr,dp}) = 0.000028 \text{ Pas}$

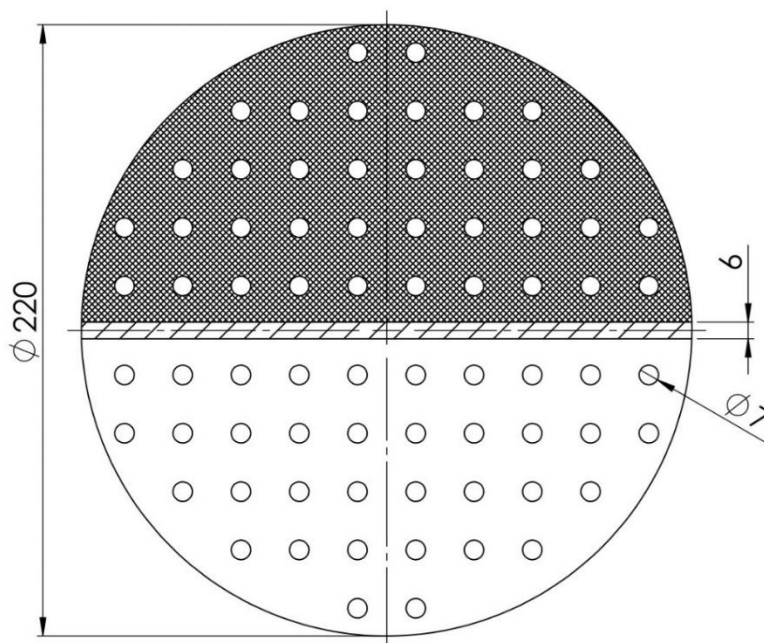
Srednji specifični toplinski kapacitet dobiven je u poglavlju 3.1:  $[c_{p,dp}]_{180}^{450} = 1176 \frac{J}{kg K}$ .

Kao što je već naglašeno, strujanje u izmjenjivaču je protusmjerno, pri čemu ulje i dimni plinovi dva puta prolaze kroz duljinu izmjenjivača (Slika 11.). Razlog takvoj konstrukciji je smanjenje gabarita izmjenjivača.



**Slika 11. Skica izmjenjivača topline A**

Poprečni presjek kroz koji struje dimni plinovi nije okruglog oblika nego je riječ o kružnom odsječku umanjenom za površinu snopa cijevi (Slika 12.).



**Slika 12. Skica cijevne stijenice izmjenjivača topline A (osjenčani dio je presjek kroz koji struje dimni plinovi)**

Kako bi se koeficijent konvektivnog prijelaza topline mogao odrediti pomoću jednadžbi za strujanje kroz cijev, potrebno je izračunati hidraulički promjer. Isti je definiran sljedećom jednadžbom:



$$D_h = \frac{4A}{O} \quad (3.12)$$

gdje je  $A$  površina strujanja, a  $O$  duljina opsega presjeka koji je u dodiru s fluidom.

Relevantne dimenzije za daljnji proračun su:

- unutarnji promjer bubnja (oplate):  $D_{u,A} = 220 \text{ mm} = 0.22 \text{ m}$
- debljina uzdužne pregrade:  $s_{p,A} = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$

Prvo se određuje površina kružnog odsječka:

$$A_{od} = \frac{R^2}{2} (\theta - \sin\theta) \quad (3.13)$$

gdje je  $R$  radijus kružnice, a  $\theta$  središnji kut u radijanima. Središnji kut se određuje pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\theta = 2 \arctan \frac{t}{2d} \quad (3.14)$$

gdje je  $t$  duljina tetive, a  $d$  udaljenost tetive od središta kružnice – za dani slučaj  $d = \frac{s_{p,A}}{2}$ .

Duljina tetive se određuje sljedećom jednadžbom:

$$t = 2\sqrt{R^2 - d^2} \quad (3.15)$$

Ako se u jednadžbe (3.13), (3.14) i (3.15) umjesto radijusa uvrsti polovica promjera bubnja, a umjesto udaljenosti tetive od središta kružnice polovica debljine uzdužne pregrade, dobiva se površina kružnog odsječka u bubnju:  $A_{od,A} = 0.018347 \text{ m}^2$ .

Površina kroz koju struje dimni plinovi dobiva se ako se od površine kružnog odsječka oduzme površina koju zauzima snop cijevi:

$$A_{dp,A} = A_{od,A} - n_A \frac{d_{v,A}^2 \pi}{4} = 0.016961 \text{ m}^2$$

Sada se može odrediti srednja brzina dimnih plinova:

$$w_{dp} = \frac{q_{m,dp}}{\rho_{dp} A_{dp,A}} = 32.84494 \frac{m}{s}$$

Kako bi se odredio hidraulički promjer, potrebno je odrediti opseg presjeka koji je u dodiru s fluidom:

$$O_A = \frac{D_{u,A}}{2} \theta_A + 2 \sqrt{\left(\frac{D_{u,A}}{2}\right)^2 - \left(\frac{S_{p,A}}{2}\right)^2} + n_A d_{v,A} \pi = 1.35117$$

gdje je  $\theta_A$  središnji kut nad tetivom kružnog odsječka. Pomoću jednadžbe (3.12) određuje se hidraulički promjer. Kada se uvrste vrijednosti  $A_{dp,A}$  i  $O_A$  dobiva se:  $D_{h,A} = 0.050212$  m.

Pomoću hidrauličkog promjera definira se Reynoldsov broj:

$$Re_{dp} = \frac{\rho_{dp} w_{dp} D_{h,A}}{\eta_{dp}} = 33873.57769$$

Iz vrijednosti Reynoldsovog broja se zaključuje da dimni plinovi struje u turbulentnom području.

Također je potrebno odrediti Prandtlov broj za struju dimnih plinova:

$$Pr_{dp} = \frac{\eta_{dp} [c_{p,dp}]_{180}^{450}}{\lambda_{dp}} = 0.75007$$

Ako je strujanje turbulentno, razlika između Nusseltovog broja za rubni uvjet konstantne gustoće toplinskog toka i rubni uvjet konstantne temperature stijenke je zanemariva. U izvoru [11] pronalazi se jednadžba pomoću koje se određuje srednji Nusseltov broj za turbulentno strujanje u cijevi:

$$Nu_{sr} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left[1 + \left(\frac{d_u}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (3.16)$$

gdje je  $\xi$  koeficijent trenja

$$\xi = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (3.17)$$

Jednadžbe (3.16) i (3.17) vrijede za:  $10^4 \leq Re \leq 10^6$ ,  $0.1 \leq Pr \leq 1000$  i  $\frac{d_u}{l} \leq 1$ . Prva dva uvjeta očito vrijede, a vrijednost  $\frac{D_{hA}}{l_A} = 0.003347$  također zadovoljava navedeni uvjet.

Nakon što se u jednadžbu (3.17) uvrsti  $Re_{dp}$  dobiva se vrijednost  $\xi_{dp} = 0.022587$ . Sada se uvrštavanjem  $\xi_{dp}$ ,  $Re_{dp}$ ,  $Pr_{dp}$  i  $\frac{D_{hA}}{l_A}$  u jednadžbu (3.16) dobiva srednja vrijednost Nusseltova broja za struju dimnih plinova:  $Nu_{dp} = 83.1288$ .

Primjenom jednadžbe (2.2) može se odrediti (srednji) koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani dimnih plinova:

$$\alpha_{dp} = \frac{Nu_{dp} \lambda_{dp}}{D_{h,A}} = 72.67898 \frac{W}{m^2 K}$$

### 3.7. Koeficijent prolaza topline

Koeficijent prolaza topline je definiran sljedećom jednadžbom:

$$kA = \frac{1}{R_{konv,1} + R_{kond} + R_{konv,1}} \quad (3.18)$$

gdje je  $A$  bilo koja površina, a nazivnik je zbroj konvektivnih otpora i konduktivnog otpora kroz stijenku.

U jednadžbi (3.18) se uočava da vrijednost koeficijenta prolaza topline  $k$  ovisi o tome na koju je površinu sveden.

Za cilindričnu stijenu koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu jednak je:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_1}{\lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2 \alpha_2}} \quad (3.19)$$

Provodnost čelika uzeta je iz izvora [18] i iznosi  $\lambda_{\text{č}} = 28 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Unutarnji i vanjski radijus cijevi iznose:  $r_{u,A} = \frac{d_{u,A}}{2} = 0.0025 \text{ m}$  i  $r_{v,A} = \frac{d_{v,A}}{2} = 0.0035 \text{ m}$

Ako se u jednadžbu (3.19) uvrste vrijednosti  $\alpha_{\text{dp}}$ ,  $\alpha_{\text{T66,A}}$ ,  $r_{u,A}$ ,  $r_{v,A}$  i  $\lambda_{\text{č}}$  dobiva se vrijednost koeficijenta prolaza topline:  $k_{1,A} = 90.27392 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ .

### 3.8. Duljina cijevi izmjenjivača topline

Poznavajući koeficijent prolaza topline, toplinski kapacitet slabije struje i vrijednost parametra  $\pi_2$  pomoću jednadžbe (2.17) može se dobiti potrebna površina izmjenjivača:

$$A_{1,A} = \frac{C_{\text{dp}} \pi_{2,A}}{k_{1,A}} = 11.81704 \text{ m}^2$$

Riječ je o površini s unutarnje strane cijevi jer je na tu površinu sveden koeficijent prolaza topline.

Sada se može odrediti potrebna duljina cijevi izmjenjivača:

$$l_A = \frac{A_{1,A}}{n_A d_{u,A} \pi} = 20.89711 \text{ m}$$

Ovo nije konačna duljina izmjenjivača, nego se sada ova vrijednost uzima kao nova pretpostavljena duljina pomoću koje će se odrediti novi koeficijenti prijelaza topline, odnosno koeficijent prolaza topline. Nakon toga se dobiva nova vrijednost duljine izmjenjivača. Ovaj iterativan postupak predložen je u tablici 4.

**Tablica 4. Postupak iteracije kod određivanja duljine izmjenjivača A**

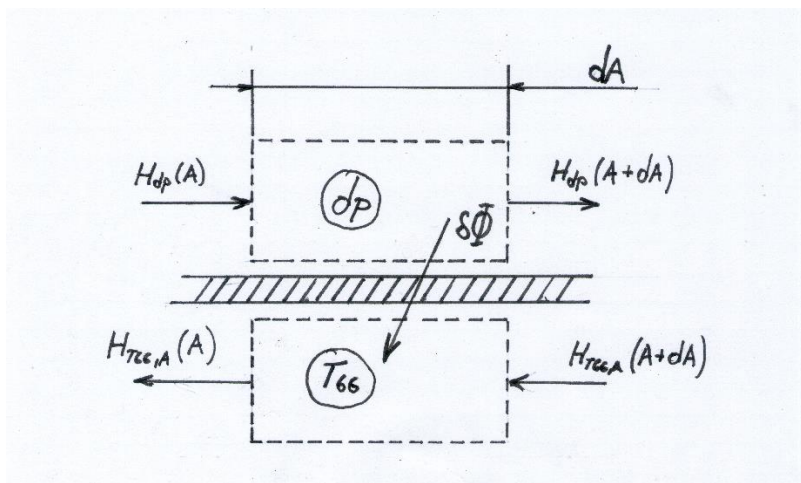
Iteracija	$l_{A,pretp}$ [m]	$\alpha_{T66,A} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$\alpha_{dp} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$k_{1,A} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$l_A$ [m]
0.	15	820.0756	72.6790	90.2739	20.8971
1.	20.8971	814.4220	72.3635	89.8577	20.9939
2.	20.9939	814.3532	72.3596	89.8525	20.9951
3.	20.9951	814.3524	75.3595	89.8525	20.9951

Konačno, potrebna duljina cijevi izmjenjivača A je  $l_A = 21.00$  m.

#### 4. LOKALNA PROMJENA TEMPERATURA STRUJA I STIJENKE PO DULJINI CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE A

Kako bi se odredila lokalna promjena temperatura struja, potrebno je znati sustav diferencijalnih jednadžbi za protusmjerni izmjenjivač topline.

Promatra se diferencijal površine izmjenjivača (Slika 13.)



Slika 13. Diferencijal površine izmjenjivača A

Prvi glavni stavak za obje struje glasi da je diferencijal toplinskog toka koji prelazi sa struje dimnih plinova na struju termo-ulja jednak diferencijalnoj promjeni entalpije dimnih plinova, odnosno diferencijalnoj promjeni entalpije termo-ulja:

$$\delta\phi_{uk} = H_{dp}(A) - H_{dp}(A + dA) = H_{T66,A}(A) - H_{T66,A}(A + dA)$$

ili zapisano pomoću temperatura:

$$\delta\phi_{uk} = C_{dp}[\vartheta_{dp} - (\vartheta_{dp} + d\vartheta_{dp})] = C_{T66}[\vartheta_{T66,A} - (\vartheta_{T66,A} + d\vartheta_{T66,A})]$$

iz čega slijedi:

$$\delta\phi_{uk} = -C_{dp}d\vartheta_{dp} = -C_{T66}d\vartheta_{T66,A}$$

Isti diferencijal toplinskog toka se može odrediti pomoću jednadžbe za prolaz topline kroz diferencijal površine:

$$\delta\phi_{uk} = k_{1,A}dA_{1,A}(\vartheta_{dp} - \vartheta_{T66,A})$$

gdje je  $k_{1,A}$  koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu cijevi izmjenjivača topline A.

Veza diferencijala duljine i diferencijala unutarnje površine cijevi određena je sljedećom jednadžbom:

$$dl_A = \frac{dA_{1,A}}{n_A d_{u,A} \pi}$$

Kombiniranjem gornjih jednadžbi dobiva se sustav običnih diferencijalnih jednadžbi:

$$\frac{d\vartheta_{dp}}{dl_A} = \frac{-k_{1,A}n_A d_{u,A}\pi}{C_{dp}}(\vartheta_{dp} - \vartheta_{T66,A})$$

$$\frac{d\vartheta_{T66,A}}{dl_A} = \frac{-k_{1,A}n_A d_{u,A}\pi}{C_{T66}}(\vartheta_{dp} - \vartheta_{T66,A})$$

pri čemu indeks 1 označava da je koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu.

Rješavanjem ovog sustava, uz poznavanje početnih uvjeta dobiva se lokalna promjena temperatura struja.

Početni uvjeti su sljedeći:

$$\vartheta_{dp}(l_A = 0) = \vartheta'_{dp} = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{T66,A}(l_A = 0) = \vartheta''_{T66,A} = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatura unutarnje stijenke može se odrediti pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\vartheta_{s1,A} = \vartheta_{T66,A} + \frac{1}{\alpha_{T66,A}} \frac{\delta\phi_{uk}}{dA_{1,A}}$$

Također, koristi se relacija za gustoću toplinskog toka:

$$\frac{\delta\phi_{uk}}{dA_{1,A}} = k_{1,A}(\vartheta_{dp} - \vartheta_{T66,A})$$

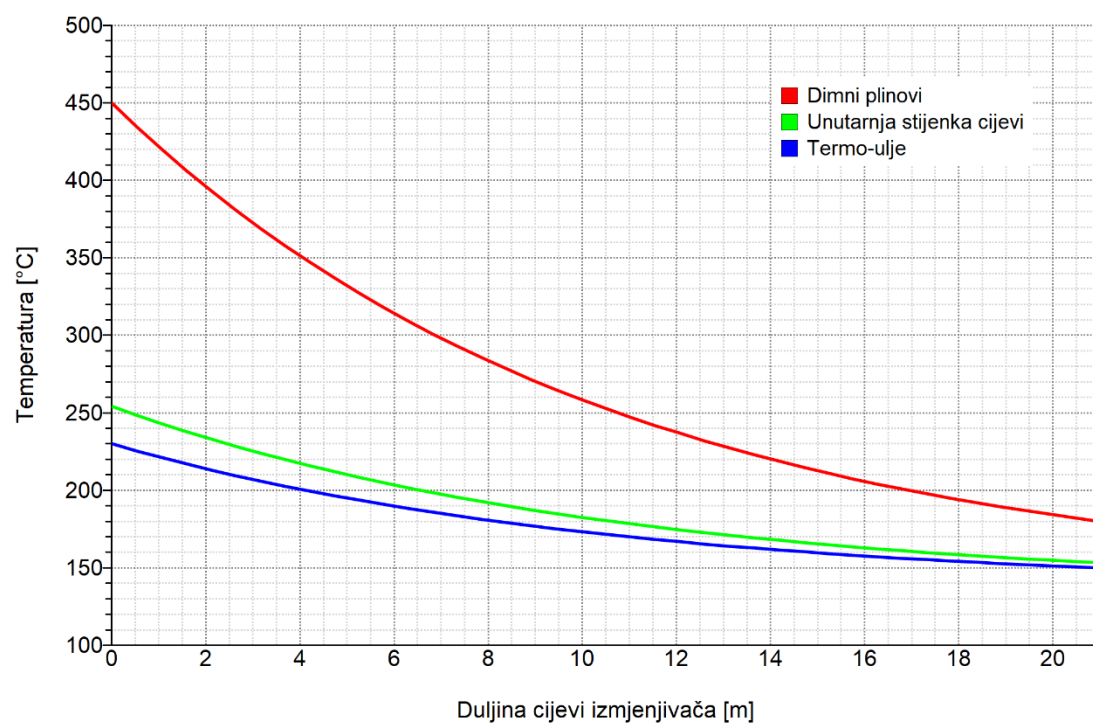
Kombiniranjem ove dvije jednadžbe dobiva se:

$$\vartheta_{s1,A} = \vartheta_{T66,A} + \frac{k_{1,A}}{\alpha_{T66,A}}(\vartheta_{dp} - \vartheta_{T66,A})$$

što je konačni izraz za određivanje temperature unutarnje stijenke. Temperatura vanjske stijenke je neznatno različita zbog relativno malog konduktivnog toplinskog otpora.

Prikaz lokalne promjene temperature struja i temperature stijenke (Slika 14.) dobiven je pomoću programa Matlab rješavanjem sustava diferencijalnih jednadžbi i računanjem temperature stijenke.





**Slika 14.** Lokalna promjena temperatura po duljini cijevi izmjenjivača topline A

## 5. PRORAČUN DULJINE CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE B

### 5.1. Toplinski kapacitet struje zraka

Ukupni toplinski tok koji je predan termo-ulju u izmjenjivaču topline A, predaje se zraku u izmjenjivaču topline B. Ulazna temperatura zraka u izmjenjivač B je  $\vartheta'_{\text{zr}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a izlazna temperatura je  $\vartheta''_{\text{zr}} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Iz razlike entalpija zraka na ulazu i izlazu, može se dobiti toplinski kapacitet:

$$C_{\text{zr}} = \frac{\phi_{\text{uk}}}{\vartheta''_{\text{zr}} - \vartheta'_{\text{zr}}} = 753.5424 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

### 5.2. Određivanje $\pi$ -parametara izmjenjivača

Strujanje u izmjenjivaču B je također čisto protusmjerno. Kako bi se odredio parametar  $\pi_2$  koristi se jednačba (3.4).

Toplinski kapacitet termo-ulja ostaje jednak kao u izmjenjivaču A jer je promjena temperature termo-ulja jednaka u oba izmjenjivača, stoga u izmjenjivaču topline B struja termo-ulja ponovno preuzima ulogu jače struje ( $C_{\text{T66}} > C_{\text{zr}}$ ).

Ulazna temperatura termo-ulja u izmjenjivač B je  $\vartheta'_{\text{T66,B}} = 230\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a izlazna temperatura je  $\vartheta''_{\text{T66,B}} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Parametre  $\pi_1$  i  $\pi_3$  određujemo pomoću sljedećih jednačbi:

$$\pi_{1,\text{B}} = \frac{\vartheta''_{\text{zr}} - \vartheta'_{\text{zr}}}{\vartheta'_{\text{T66,B}} - \vartheta'_{\text{zr}}} = 0.6$$

$$\pi_{3,\text{B}} = \frac{C_{\text{zr}}}{C_{\text{T66}}} = 0.59259$$

Ako se ove dvije vrijednosti bezdimenzijskih parametara uvrste u jednačbu (3.4), dobiva se vrijednost parametra  $\pi_2$  izmjenjivača B:  $\pi_{2,\text{B}} = 1.17063$ .

### 5.3. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja

Konstruktivski parametri koji su relevantni za određivanje koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani termo-ulja su:

- broj cijevi kroz koje struji ulje,  $n$
- vanjski promjer cijevi,  $d_v$
- debljina stijenke cijevi,  $s$

Vrijednosti<sup>4</sup> ovih parametara su:  $n_B = 38$ ,  $d_{v,B} = 7 \text{ mm} = 0.007 \text{ m}$  i  $s_B = 1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m}$ .

Unutarnji promjer dobiva se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$d_{u,B} = d_{v,B} - 2s_B = 5 \text{ mm} = 0.005 \text{ m}$$

Srednja temperatura ulja u izmjenjivaču B je aritmetička sredina ulazne i izlazne temperature, i po iznosu je jednaka srednjoj temperaturi određenoj u proračunu duljine izmjenjivača A:  $\vartheta_{sr,T66} = 190 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Kako je srednja temperatura ostala ista, tako će i vrijednosti relevantnih svojstava termo-ulja (gustoća, toplinska provodnost i dinamička viskoznost) zadržati iste vrijednosti kao u proračunu duljine izmjenjivača A:  $\rho_{T66} = 892.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ,  $\lambda_{T66} = 0.107 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$  i  $\eta_{T66} = 0.00095 \text{ Pas}$

Vrijednosti srednjeg specifičnog toplinskog kapaciteta i masenog protoka također ostaju iste:

$$[c_{p,T66}]_{50}^{230} = 2158.5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \text{ i } q_{m,T66} = 0.58911 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

Polazeći od pretpostavke da kroz svaku cijev prolazi jednaka masa termo-ulja, maseni protok po cijevi dobiva se sljedećom jednadžbom:

$$q_{m,T66,B} = \frac{q_{m,T66}}{n_B} = 0.015503 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Površina unutarnjeg poprečnog presjeka cijevi je:

$$A_{u,B} = \frac{d_{u,B}^2 \pi}{4} = 0.000019635 \text{ m}^2$$

<sup>4</sup> vanjski promjer i debljina stijenke cijevi su odabrani prema izvoru [14]

Sada se određuje srednja brzina termo-ulja u cijevi:

$$w_{T66,B} = \frac{q_{m,T66,B}}{\rho_{T66} A_{u,B}} = 0.88486 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sljedeći korak je određivanje vrijednosti Reynoldsovog i Prandtlovog broja kako bi se pomoću funkcijske veze opisane jednačinom (2.5) mogao izračunati Nusseltov broj.

Reynoldsov broj određujemo pomoću sljedeće jednačine:

$$Re_{T66,B} = \frac{\rho_{T66} w_{T66,B} d_{u,B}}{\eta_{T66}} = 4155.58658$$

Zaključuje se da je strujanje u cijevima izmjenjivača B u prijelaznom području, jer je  $2300 < Re_{T66,B} < 10^4$ .

Prandtllov broj ovisi samo o svojstvima termo-ulja, pa njegova vrijednost ostaje ista za oba izmjenjivača:  $Pr_{T66} = 19.16425$ .

Početna, pretpostavljena duljina cijevi izmjenjivača B je:  $l_B = 15 \text{ m}$ .

Pri određivanju Nusseltovog broja odabire se rubni uvjet konstantne gustoće toplinskog toka,  $q = \text{konst.}$

U izvoru [11] pronalaze se odgovarajuće jednačine za prijelazno strujanje u cijevi uz rubni uvjet konstantne gustoće toplinskog toka (isti slučaj kao u poglavlju 3.5)

Kada se u jednačine (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10) i (3.11) uvrste vrijednosti  $Re_{T66,B}$ ,  $Pr_{T66}$  i  $\frac{d_{u,B}}{l_B}$ , dobiva se srednji Nusseltov broj u izmjenjivaču B na strani termo-ulja:

$$Nu_{T66,B} = 34.69000.$$

Srednji koeficijent konvektivnog prijelaza topline određuje se pomoću sljedeće jednačine:

$$\alpha_{T66,B} = \frac{Nu_{T66,B} \lambda_{T66}}{d_{u,B}} = 742.36593 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

#### 5.4. Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani zraka

Analogno prijašnjem postupku, određuje se srednja temperatura zraka, kao aritmetička sredina ulazne i izlazne temperature:

$$\vartheta_{\text{sr,zr}} = \frac{\vartheta'_{\text{zr}} + \vartheta''_{\text{zr}}}{2} = 72.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Relevantna svojstva zraka pri srednjoj temperaturi određena su pomoću izvora [19]:

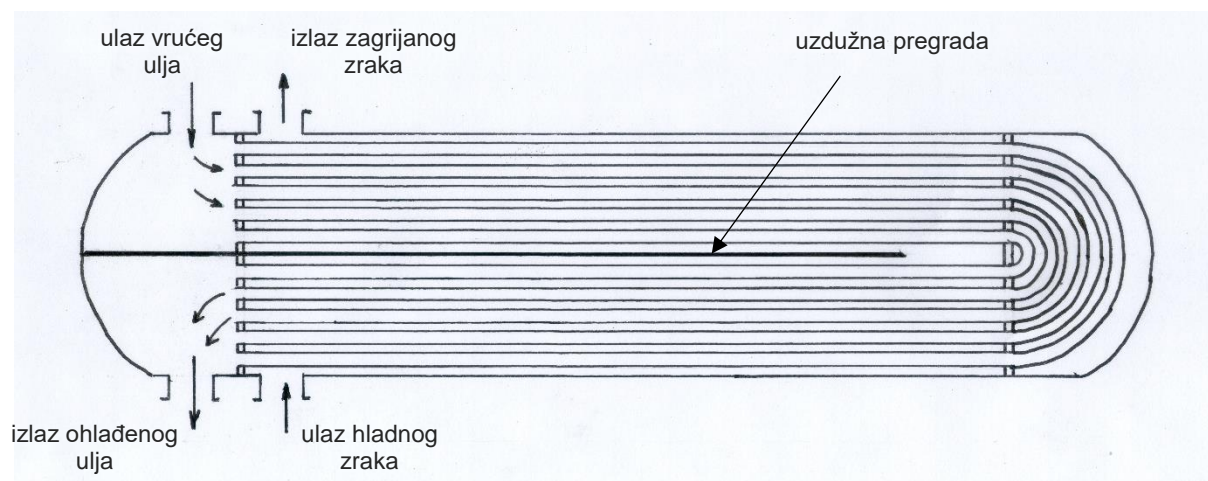
- gustoća:  $\rho_{\text{zr}}(\vartheta_{\text{sr,zr}}) = 1.0212 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- toplinska provodnost:  $\lambda_{\text{zr}}(\vartheta_{\text{sr,zr}}) = 0.029398 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- dinamička viskoznost:  $\eta_{\text{zr}}(\vartheta_{\text{sr,zr}}) = 0.000020618 \text{ Pas}$

Srednji specifični toplinski kapacitet zraka dobiven je pomoću podataka iz izvora [13] i jednadžbe (3.3):  $[c_{p,\text{zr}}]_5^{140} = 1008.9 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ .

Poznavajući srednji specifični toplinski kapacitet, može se odrediti maseni protok zraka kroz izmjenjivač topline:

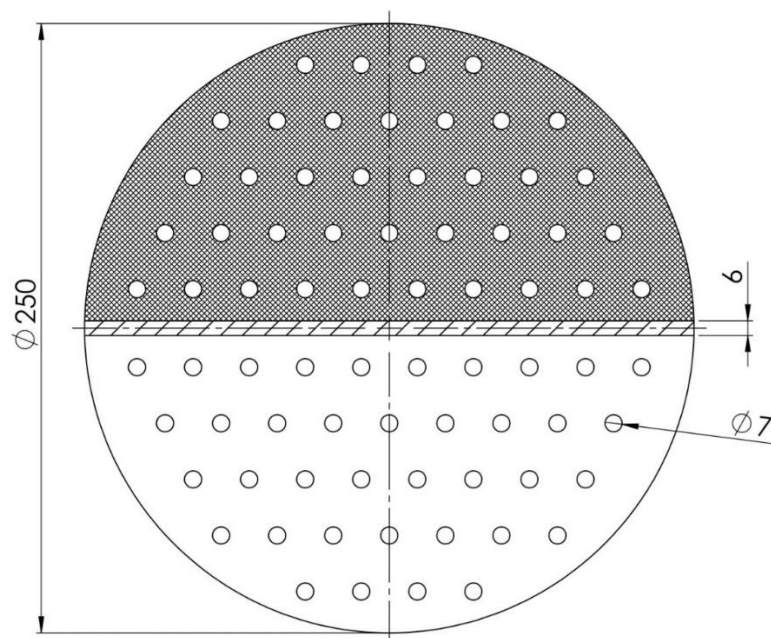
$$q_{\text{m,zr}} = \frac{C_{\text{zr}}}{[c_{p,\text{zr}}]_5^{140}} = 0.746895 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Struje termo-ulja i zraka dva puta prolaze kroz duljinu izmjenjivača B, isto kao i kod izmjenjivača topline A. Naime, riječ je o istom tipu izmjenjivača (Slika 15.)



**Slika 15. Skica izmjenjivača topline B**

Poprečni presjek kroz koji struji zrak zbog toga nije kružnog oblika nego je riječ o kružnom odsječku umanjenom za poprečni presjek snopa cijevi (Slika 16.) Strujanje kroz takav presjek tretirat će se kao strujanje kroz cijev hidrauličkog promjera koji se dobiva pomoću jednadžbe (3.12).



**Slika 16. Skica cijevne stijene izmjenjivača topline B (osjenčani dio je presjek kroz koji struji zrak)**

Relevantne dimenzije za daljnji proračun su:

- unutarnji promjer bubnja (oplate):  $D_{u,B} = 250 \text{ mm} = 0.25 \text{ m}$
- debljina uzdužne pregrade:  $s_{p,B} = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$

Prvo se određuje površina kružnog odsječka. Ako se u jednadžbe (3.13), (3.14) i (3.15) umjesto radijusa uvrsti polovica promjera bubnja, a umjesto udaljenosti tetive od središta kružnice polovica debljine uzdužne pregrade, dobiva se površina kružnog odsječka u bubnju:  $A_{od,B} = 0.023794 \text{ m}^2$ .

Površina kroz koju struji zrak dobiva se ako se od površine kružnog odsječka oduzme površina koju zauzima snop cijevi:

$$A_{zr,B} = A_{od,B} - n_B \frac{d_{v,B}^2 \pi}{4} = 0.022331 \text{ m}^2$$

Sada se može odrediti srednja brzina zraka kroz izmjenjivač:

$$w_{zr} = \frac{q_{m,zr}}{\rho_{zr} A_{zr,B}} = 32.75169 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kako bi se odredio hidraulički promjer, potrebno je odrediti opseg presjeka koji je u dodiru s fluidom:

$$O_B = \frac{D_{u,B}}{2} \theta_B + 2 \sqrt{\left(\frac{D_{u,B}}{2}\right)^2 - \left(\frac{s_{p,B}}{2}\right)^2} + n_B d_{v,B} \pi = 1.47229 \text{ m}$$

gdje se vrijednost središnjeg kuta nad tetivom  $\theta_B$  dobiva pomoću jednadžbi (3.14) i (3.15).

Uvrštavanjem vrijednosti  $A_{zr,B}$  i  $O_B$  u jednadžbu (3.12) dobiva se vrijednost hidrauličkog promjera:  $D_{h,B} = 0.060671 \text{ m}$ .

Sada se može odrediti Reynoldsov broj struje zraka:

$$Re_{zr} = \frac{\rho_{zr} w_{zr} D_{h,B}}{\eta_{zr}} = 98419.15322$$

Može se zaključiti da je strujanje zraka u izmjenjivaču B turbulentno jer je  $Re_{\text{zr}} \geq 10^4$ .

Također je potrebno odrediti Prandtlov broj za struju zraka:

$$Pr_{\text{zr}} = \frac{\eta_{\text{zr}} [c_{p,\text{zr}}]_5^{140}}{\lambda_{\text{zr}}} = 0.70758$$

Kao što je već spomenuto, kod turbulentnog strujanja se dobiva gotovo isti Nusseltov broj, bez obzira da li je uzet rubni uvjet konstante temperature stijenke ili rubni uvjet konstantne gustoće toplinskog toka. Kako bi se odredio srednji Nusseltov broj za struju zraka, koristiti će se jednačbe (3.16) i (3.17). Iste vrijede za:  $10^4 \leq Re \leq 10^6$ ,  $0.1 \leq Pr \leq 1000$  i  $\frac{d_u}{l} \leq 1$ . Prva dva uvjeta su očito zadovoljena, a vrijednost  $\frac{D_{h,B}}{l_B} = 0.004045$  također zadovoljava navedeni uvjet.

Ako se u jednačbu (3.17) uvrsti  $Re_{\text{zr}}$  dobiva se vrijednost  $\xi_{\text{zr}} = 0.017837$ . Sada se uvrštavanjem vrijednosti  $\xi_{\text{zr}}$ ,  $Re_{\text{zr}}$ ,  $Pr_{\text{zr}}$  i  $\frac{D_{h,B}}{l_B}$  u jednačbu (3.16) dobiva srednja vrijednost Nusseltovog broja za struju zraka:  $Nu_{\text{zr}} = 181.64499$ .

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani zraka dobiva se pomoću sljedeće jednačbe:

$$\alpha_{\text{zr}} = \frac{Nu_{\text{zr}} \lambda_{\text{zr}}}{D_{h,B}} = 88.015584 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

## 5.5. Koeficijent prolaza topline

Toplinska provodnost cijevi jednaka je kao i u proračunu duljine izmjenjivača topline A:

$$\lambda_{\text{c}} = 28 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Vrijednosti unutarnjeg odnosno vanjskog radijusa cijevi su:  $r_{u,B} = \frac{d_{u,B}}{2} = 0.0025 \text{ m}$  i

$$r_{v,B} = \frac{d_{v,B}}{2} = 0.0035 \text{ m}.$$

Jednačba (3.19) za izmjenjivač topline B glasi:



$$k_{1,B} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T66,B}} + \frac{r_{u,B}}{\lambda_{\xi}} \ln\left(\frac{r_{v,B}}{r_{u,B}}\right) + \frac{r_{u,B}}{r_{v,B}\alpha_{zr}}}$$

Nakon uvrštavanja dobiva se vrijednost koeficijenta prolaza topline svedenog na unutarnju površinu cijevi:  $k_{1,B} = 105.34596 \frac{W}{m^2K}$ .

### 5.6. Duljina cijevi izmjenjivača topline

Poznavajući koeficijent prolaza topline, toplinski kapacitet slabije struje i vrijednost parametra  $\pi_2$  može se dobiti potrebna površina izmjenjivača:

$$A_{1,B} = \frac{C_{zr}\pi_{2,B}}{k_{1,B}} = 8.37356 \text{ m}^2$$

Riječ je o površini s unutarnje strane cijevi (indeks 1) jer je na tu površinu sveden koeficijent prolaza topline.

Potrebna duljina cijevi izmjenjivača se određuje pomoću sljedeće jednadžbe:

$$l_B = \frac{A_{1,B}}{n_B d_{u,B} \pi} = 14.02835 \text{ m}$$

Ovo nije konačna duljina izmjenjivača, nego se sada s ovom duljinom ponovno ulazi u proračun, dobivaju se novi koeficijenti prijelaza odnosno prolaza topline i nova duljina cijevi izmjenjivača. Postupak se ponavlja sve dok se pretpostavljena duljina ne razlikuje od dobivene za iznos neke prihvatljive pogreške. Ovaj iterativan postupak je prikazan u tablici 5.

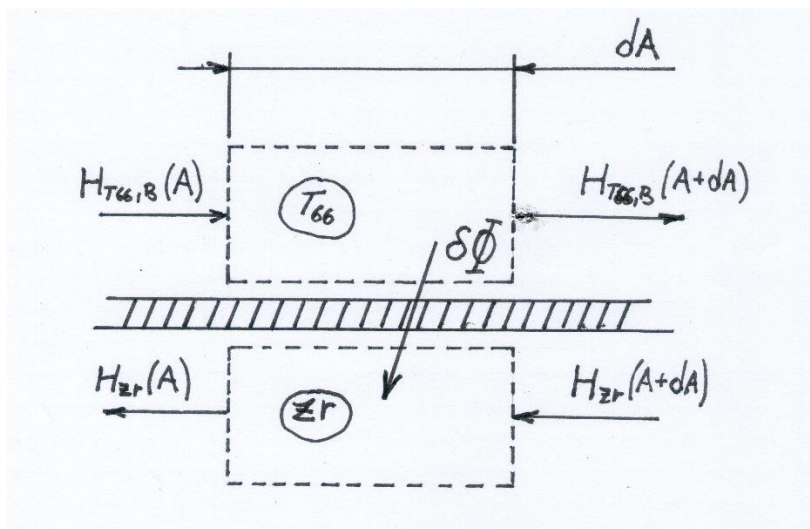
**Tablica 5. Postupak iteracije kod određivanja duljine izmjenjivača B**

Iteracija	$l_{B,pretp}$ [m]	$\alpha_{T66,B} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$\alpha_{zr} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$k_{1,B} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$l_B$ [m]
0.	15	742.3659	88.0156	105.3460	14.0284
1.	14.0284	743.7235	88.1151	105.4751	14.0112
2.	14.0112	743.7490	88.1169	105.4775	14.0109
3.	14.0109	743.7494	88.1170	105.4776	14.0108
4.	14.0108	743.7496	88.1170	105.4776	14.0108

Konačno, potrebna duljina (cijevi) izmjenjivača B je  $l_B = 14.01$  m.

## 6. LOKALNA PROMJENA TEMPERATURA STRUJA I STIJENKE PO DULJINI CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE B

Analogno postupku za izmjenjivač topline A, promatra se diferencijal površine izmjenjivača (Slika 17.)



Slika 17. Diferencijal površine izmjenjivača B

Kako bi se odredio sustav diferencijalnih jednačbi, postavlja se prvi glavni stavak na struju termo-ulja i na struju zraka:

$$\delta\phi_{uk} = H_{T66,B}(A) - H_{T66,B}(A + dA) = H_{zr}(A) - H_{zr}(A + dA)$$

ili zapisano pomoću temperatura:

$$\delta\phi_{uk} = C_{T66}[\vartheta_{T66,B} - (\vartheta_{T66,B} + d\vartheta_{T66,B})] = C_{zr}[\vartheta_{zr} - (\vartheta_{zr} + d\vartheta_{zr})]$$

odakle slijedi:

$$\delta\phi_{uk} = -C_{T66}d\vartheta_{T66,B} = -C_{zr}d\vartheta_{zr}$$

Isti diferencijal toplinskog toka se može odrediti pomoću jednadžbe za prolaz topline kroz diferencijal površine:

$$\delta\phi_{uk} = k_{1,B} dA_{1,B} (\vartheta_{T66,B} - \vartheta_{zr})$$

gdje je koeficijent prolaza topline  $k_{1,B}$  sveden na površinu  $A_{1,B}$ . Veza diferencijala duljine i diferencijala unutarnje površine cijevi određena je sljedećom jednadžbom:

$$dl_B = \frac{dA_{1,B}}{n_B d_{u,B} \pi}$$

Kombinacijom prethodna tri izraza dobiva se sustav običnih diferencijalnih jednadžbi:

$$\frac{d\vartheta_{T66,B}}{dl_B} = \frac{-k_{1,B} n_B d_{u,B} \pi}{C_{T66}} (\vartheta_{T66,B} - \vartheta_{zr})$$

$$\frac{d\vartheta_{zr}}{dl_B} = \frac{-k_{1,B} n_B d_{u,B} \pi}{C_{zr}} (\vartheta_{T66,B} - \vartheta_{zr})$$

Početni uvjeti za struje izmjenjivača topline B su:

$$\vartheta_{T66,B}(l_B = 0) = \vartheta'_{T66,B} = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{zr}(l_B = 0) = \vartheta''_{zr} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatura unutarnje stijenke određuje se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\vartheta_{s1,B} = \vartheta_{T66,B} - \frac{1}{\alpha_{T66,B}} \frac{\delta\phi_{uk}}{dA_{1,B}}$$

Također se može iskoristiti relacija za gustoću toplinskog toka:

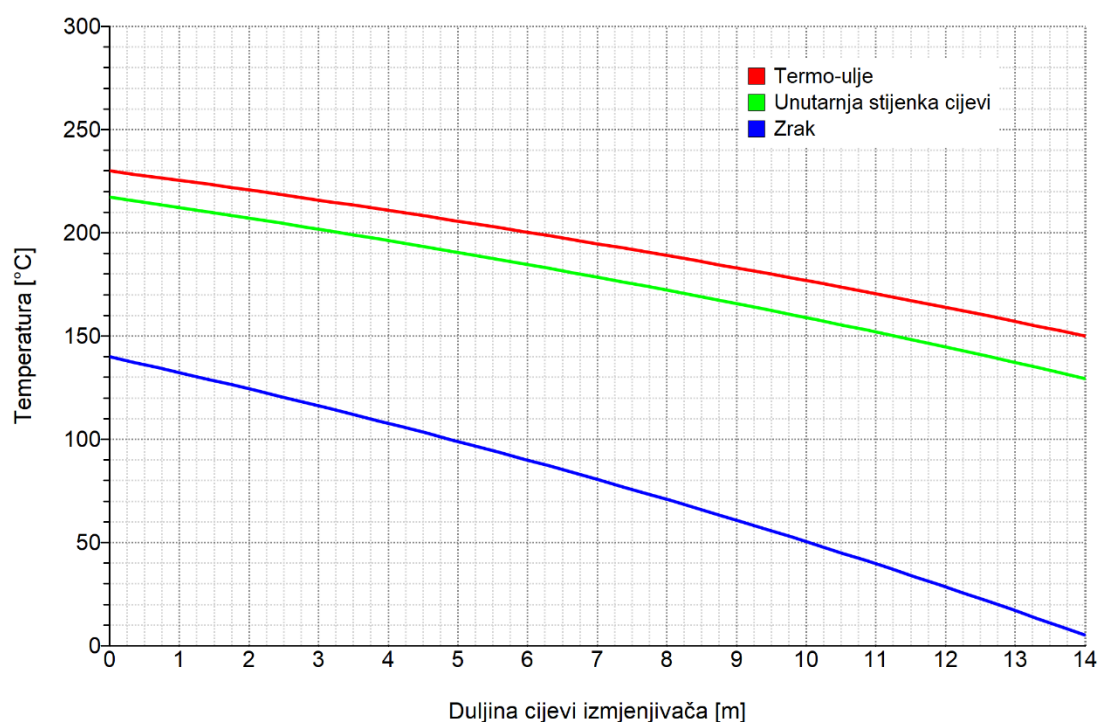
$$\frac{\delta\phi_{uk}}{dA_{1,B}} = k_{1,B}(\vartheta_{T66,B} - \vartheta_{zr})$$

Kombiniranjem gornje dvije jednačbe, dobiva se:

$$\vartheta_{s1,B} = \vartheta_{T66,B} - \frac{k_{1,B}}{\alpha_{T66,B}}(\vartheta_{T66,B} - \vartheta_{zr})$$

Pomoću ove jednačbe se, poznavajući distribuciju temperatura struja, može odrediti temperatura stijenke. Temperatura vanjske stijenke je zbog niskog konduktivnog otpora neznatno manja od temperature unutarnje stijenke.

Prikaz lokalne promjene temperatura struja i stijenke (Slika 18.) dobiven je pomoću programa Matlab, rješavanjem sustava diferencijalnih jednačbi i određivanjem temperature unutarnje stijenke.



**Slika 18. Lokalna promjena temperatura po duljini cijevi izmjenjivača topline B**

## 7. UTJECAJ ZAPRLJANJA CIJEVI IZMJENJIVAČA TOPLINE A

Zaprljanje je nakupljanje neželjenog materijala (depozita) na površinama izmjenjivača topline. Neželjeni materijali mogu biti kristali, sedimenti, polimeri, čađa, anorganske soli, korozijski produkti itd. Proces zaprljanja utječe na uvjete prijenosa topline i strujanja u izmjenjivaču topline i općenito rezultira smanjenjem toplinskog učinka, povećanjem pada tlaka, a može doći i do intenzivnijeg procesa korozije, što u konačnici može uzrokovati prestanak rada izmjenjivača topline. [7]

Ako se razmotri utjecaj zaprljanja na prijenos topline, može se uočiti da će doći do porasta koeficijenata konvektivnog prijelaza topline iz dva razloga:

- povećane brzine strujanja fluida zbog smanjenog presjeka strujanja
- povećane hrapavosti na zaprljanim cijevima

Također, slojevi na cijevima će predstavljati dodatan konduktivni otpor koji će u većoj mjeri utjecati na smanjenje koeficijenta prolaza topline nego što će na njegovo povećanje utjecati gore spomenuti koeficijenti konvektivnog prijelaza topline. Zbog nesigurnosti i tranzijentne prirode zaprljanja, utjecaj povećanja koeficijenata konvektivnog prijelaza topline se uglavnom zanemaruje ili je već uklopljen u dane vrijednosti otpora  $R_{zapr}$  u tablicama. Stoga se pri računanju koeficijenta prolaza topline  $k$  zaprljanih površina uzimaju vrijednosti koeficijenata konvektivnog prijelaza topline za čiste izmjenjivačke površine. [7]

Također je bitno napomenuti da će zaprljanje imati znatno manji utjecaj na promjenu toplinskog toka kada na jednoj strani struji plin. Razlog tome je što na strani plina koeficijent konvektivnog prijelaza topline generalno poprima vrijednosti koje su za red veličine manje od onih na strani neke kapljevine. Drugačije rečeno, red veličine otpora zbog zaprljanja otprilike odgovara redu veličine otpora konvektivnog prijelaza topline kod kapljevina. [7]

S druge strane kod plinova će zaprljanje imati značajan utjecaj na pad tlaka, ali analiza tog problema nije obuhvaćena u ovom radu.

U ovom poglavlju analizirati će se utjecaj zaprljanja cijevi na strani dimnih plinova u izmjenjivaču topline A na ukupni preneseni toplinski tok i temperaturne režime struja u ovom sustavu indirektnog zagrijavanja.

Kao što je već spomenuto, zbog konduktivnog otpora koji nastaje prilikom zaprljanja, doći će do smanjenja koeficijenta prolaza topline. Novi koeficijent prolaza topline izmjenjivača A, sveden na unutarnju površinu cijevi jednak je:

$$k_{1,A,zapr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T66,A}} + \frac{r_{u,A}}{\lambda_{\check{c}}} \ln\left(\frac{r_{v,A}}{r_{u,A}}\right) + \frac{r_{u,B}}{r_{v,B}} \left(\frac{1}{\alpha_{dp}} + R_{zapr}\right)}$$

Bitno je naglasiti da se pri analizi zanemaruje povećanje površine izmjenjivača topline pa je promjena koeficijenata prolaza izazvana isključivo otporom  $R_{zapr}$  na strani dimnih plinova i eventualnom zamjetnom promjenom vrijednosti fizikalnih svojstava (gustoća, toplinska provodnost, dinamička viskoznost i toplinski kapacitet) uslijed promjene temperaturnih režima. Vrijednost toplinskog otpora zbog zaprljanja na strani dimnih plinova kod izgaranja prirodnog plina uzeta je iz izvora [9] i iznosi:  $R_{zapr} = 0.000881 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$

Postupak proračuna je sljedeći:

Prvo se pomoću gornje jednadžbe određuje vrijednost novog koeficijenta prolaza topline. Zatim se pomoću jednadžbi (2.17) i (2.18), poznavajući toplinske kapacitete struja  $C_{dp}$  i  $C_{T66}$ , ukupnu površinu izmjenjivača  $A_{1,A}$  i koeficijent prolaza topline  $k_{1,A,zapr}$ , računaju vrijednosti bezdimenzijskih značajki  $\pi_{2,A,zapr}$  i  $\pi_{3,A,zapr}$ .

Kako bi se odredila značajka  $\pi_{1,A,zapr}$  koristi se sljedeća jednadžba za izmjenjivač topline s protusmjernim strujanjem [16]:

$$\pi_1 = \frac{1 - e^{\pi_2(\pi_3-1)}}{1 - \pi_3 e^{\pi_2(\pi_3-1)}} \quad (7.1)$$

Iz definicije parametra  $\pi_1$  (jednadžba (2.16)) može se odrediti pad temperature dimnih plinova.

Pri tom se pretpostavlja jednaka ulazna temperatura termo-ulja  $\vartheta'_{T66,A,zapr} = 150^\circ\text{C}$ .

$$\vartheta'_{dp} - \vartheta''_{dp,zapr} = \pi_{1,A,zapr}(\vartheta'_{dp} - \vartheta'_{T66,A,zapr})$$

Podrazumijeva se da dimni plinovi u izmjenjivač topline A uvijek ulaze s istom temperaturom  $\vartheta'_{dp} = 450^\circ\text{C}$ .

Sada se pomoću pada temperature dimnih plinova i toplinskog kapaciteta određuje ukupno preneseni toplinski tok u izmjenjivaču A uslijed zaprljanja.

$$\phi_{\text{uk,A,zapr}} = C_{\text{dp}}(\vartheta'_{\text{dp}} - \vartheta''_{\text{dp,zapr}})$$

Ulazna temperatura termo-ulja  $\vartheta'_{\text{T66,B,zapr}}$  određuje se pomoću ukupno prenesenog toplinskog toka u izmjenjivaču topline A.

$$\vartheta'_{\text{T66,B,zapr}} = \vartheta''_{\text{T66,A,zapr}} = \vartheta'_{\text{T66,A,zapr}} + \frac{\phi_{\text{uk,A,zapr}}}{C_{\text{T66}}}$$

Podrazumijeva se da zrak u izmjenjivač topline B uvijek ulazi s istom temperaturom  $\vartheta'_{\text{zr}} = 5^{\circ}\text{C}$ .

Bezdimenzijska značajka  $\pi_{1,\text{B}}$  određena je u poglavlju 5.2 i pomoću nje se određuje ukupni toplinski tok u izmjenjivaču B:

$$\phi_{\text{uk,B,zapr}} = C_{\text{zr}}(\vartheta''_{\text{zr,zapr}} - \vartheta'_{\text{zr}}) = C_{\text{zr}}\pi_{1,\text{B}}(\vartheta'_{\text{T66,B,zapr}} - \vartheta'_{\text{zr}})$$

Sada se pomoću ukupnog toplinskog toka u izmjenjivaču B određuje izlazna temperatura termo-ulja:

$$\vartheta''_{\text{T66,B,zapr}} = \vartheta'_{\text{T66,B,zapr}} - \frac{\phi_{\text{uk,B,zapr}}}{C_{\text{T66}}}$$

Ova vrijednost se sada koristi kao ulazna temperatura u izmjenjivač topline A:

$$\vartheta''_{\text{T66,B,zapr}} = \vartheta'_{\text{T66,A,zapr}}$$

Ovaj postupak se ponavlja sve dok vrijednosti toplinskih tokova ne budu jednake:

$$\phi_{\text{uk,B,zapr}} = \phi_{\text{uk,A,zapr}} = \phi_{\text{uk,zapr}}$$

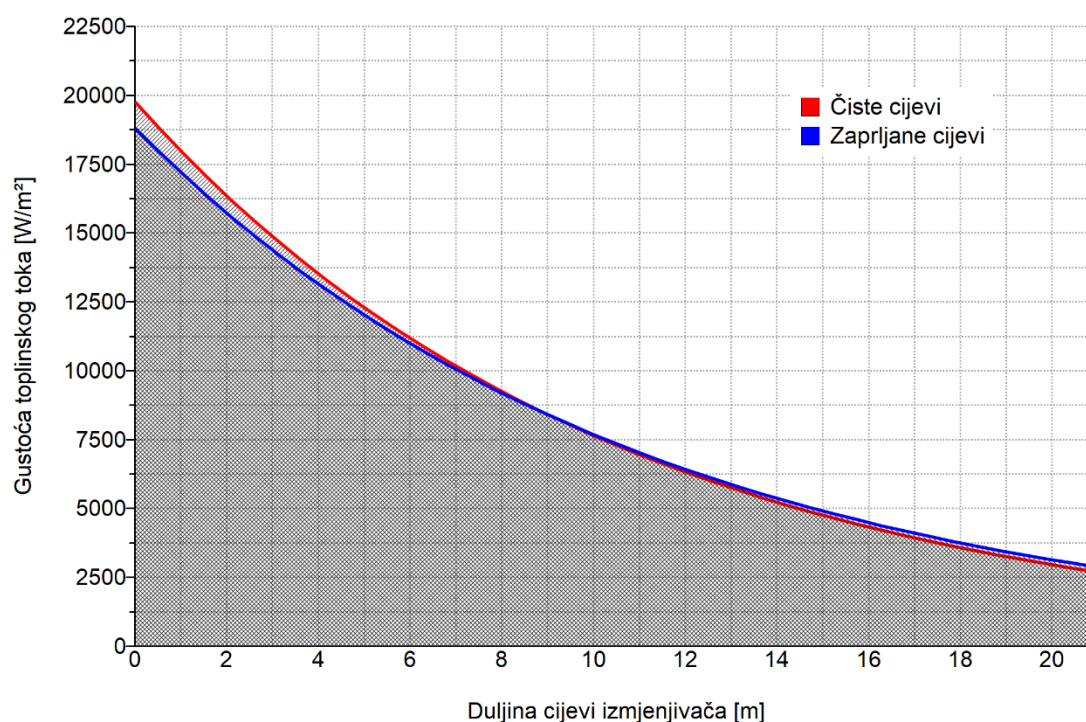


Na kraju se korigiraju vrijednosti fizikalnih svojstava zbog promijenjenih temperaturnih režima i ponovi opisani postupak. Ovaj iterativan proračun je proveden pomoću programa Microsoft Excel.

Slika 19. prikazuje promjenu gustoće toplinskog toka po duljini izmjenjivača za čiste i zaprljane cijevi. Ova veličina se određuje pomoću sljedeće jednadžbe:

$$q = k(\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (7.2)$$

Površina ispod krivulje u  $q - l$  dijagramu je direktno proporcionalna ukupno prenesenom toplinskom toku u izmjenjivaču.



**Slika 19. Usporedba lokalnih promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A uslijed zaprljanja**

Na slici 19. se jasno vidi da je ukupno preneseni toplinski tok manji kada su cijevi zaprljane.

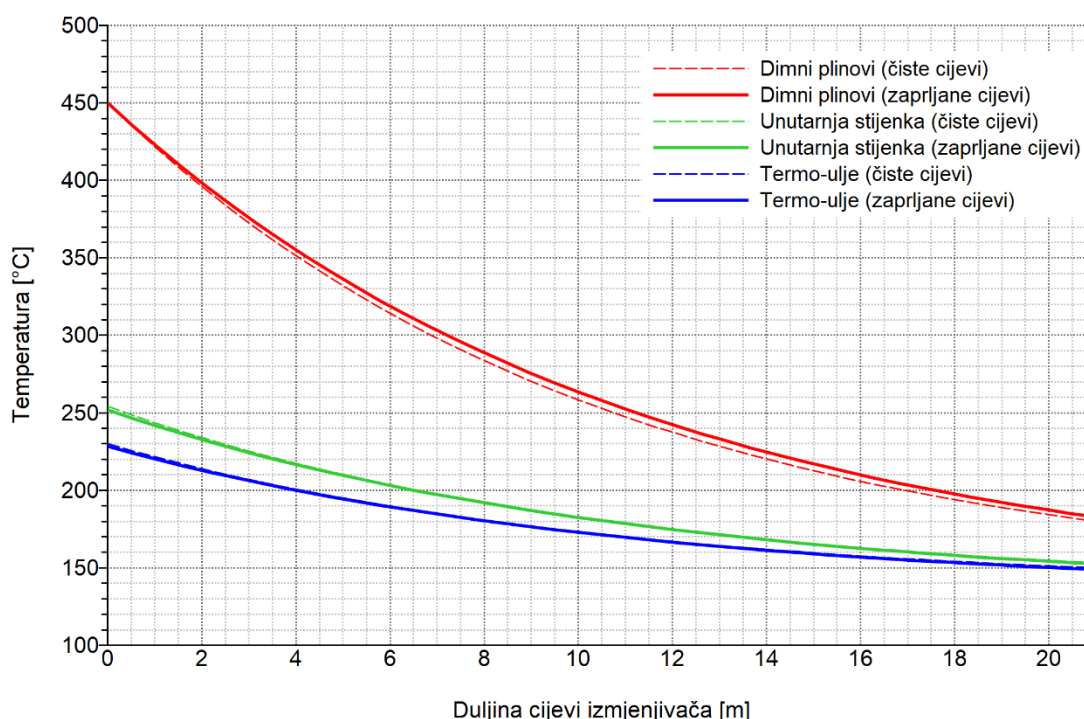
Točne vrijednosti ukupnih toplinskih tokova dobivene su pomoću opisanog iterativnog postupka, a iznose:

- kod čistih cijevi:  $\phi_{uk} = 101.728 \text{ kW}$
- kod zaprljanih cijevi:  $\phi_{uk,zapr} = 100.714 \text{ kW}$

Kod zaprljanja dolazi do malog pada toplinskog toka, svega 1%. Ovakav rezultat je očekivan zbog relativno visokog konvektivnog otpora na strani dimnih plinova zbog čega otpor uslijed zaprljanja ne mijenja značajno vrijednost koeficijenta prolaza topline.

Na slici 20. je prikazana lokalna promjena temperatura kroz duljinu izmjenjivača A za slučajeve čistih i zaprljanih cijevi. Vidljivo je da se temperaturni režimi struja u izmjenjivaču A gotovo ne mijenjaju uslijed zaprljanja cijevi.

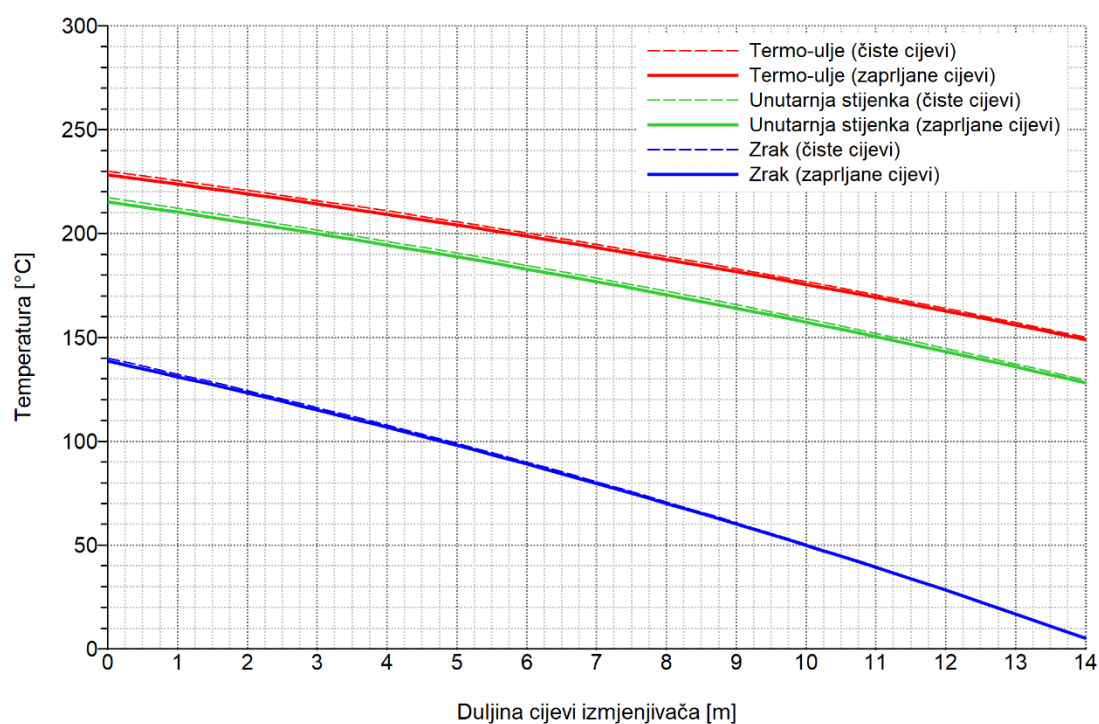
Izlazna temperatura dimnih plinova izmjenjivača topline A uslijed zaprljanja iznosi  $\vartheta''_{dp,zapr} = 182.8 \text{ °C}$  što također pokazuje da je ukupni toplinski tok manji. Ovaj zaključak vrijedi ako se zanemari promjena specifičnog toplinskog kapaciteta s temperaturom. Nadalje će se kod donošenja ovakvog zaključka pretpostavka konstantnog specifičnog toplinskog kapaciteta struje dimnih plinova i zraka prešutno uzimati u obzir.



**Slika 20. Usporedba lokalne promjene temperatura kroz izmjenjivač topline A uslijed zaprljanja**

Slika 21. prikazuje lokalnu promjenu temperatura struja u izmjenjivaču topline B za slučajeve čistih i zaprljanih cijevi u izmjenjivaču A. Vidljivo je da se uslijed zaprljanja cijevi izmjenjivača topline A temperaturni režimi značajno ne mijenjaju. Izlazna temperatura zraka iznosi  $\vartheta''_{zr,zapr} = 137.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  što također ukazuje na smanjeni ukupni toplinski tok.

Lokalna promjena temperature stijenke ostaje gotovo ista za oba izmjenjivača.



**Slika 21. Usporedba lokalne promjene temperatura kroz izmjenjivač topline B uslijed zaprljanja cijevi izmjenjivača A**

## 8. UTJECAJ KOLIČINE DIMNIH PLINOVA

U izmjenjivač A se izdvaja 75% ukupnog masenog toka dimnih plinova. U ovom poglavlju analizirati će se utjecaj promjene masenog protoka dimnih plinova na ukupno preneseni toplinski tok te na temperaturne režime u izmjenjivačima topline A i B

Za početak će se razmotriti utjecaj promjene masenog protoka. Ako se smanji protok dimnih plinova, a time i brzina strujanja, posljedično će se smanjiti i koeficijent konvektivnog prijelaza topline  $\alpha_{dp}$ . Na taj način se povećava konvektivni otpor na strani dimnih plinova, a s time dolazi i do smanjenja koeficijenta prolaza topline  $k_{1,A}$ . Može se zaključiti da će se s povećanjem protoka dimnih plinova povećati i koeficijent prolaza topline.

Osim što će promjena masenog protoka utjecati na promjenu koeficijenta prolaza topline, ona će značajno utjecati i na promjenu toplinskog kapaciteta dimnih plinova  $C_{dp}$  koji je po definiciji jednak:

$$C_{dp} = q_{m,dp} [c_{p,dp}]_{\vartheta'_{dp}}^{\vartheta''_{dp}}$$

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani dimnih plinova se određuje prema postupku iz poglavlja 3.6 nakon čega se može izračunati novi koeficijent prolaza topline. Sada se iz novih vrijednosti  $k_{1,A}$  i  $C_{dp}$  uz nepromijenjenu površinu izmjenjivača određuju bezdimenzijske značajke  $\pi_2$  i  $\pi_3$ . Upotrebom jednadžbe (7.1) dobiva se vrijednost značajke  $\pi_1$ . Daljnji postupak je analogan onome iz poglavlja 7.

Analizirana su četiri slučaja promjene masenog protoka dimnih plinova:

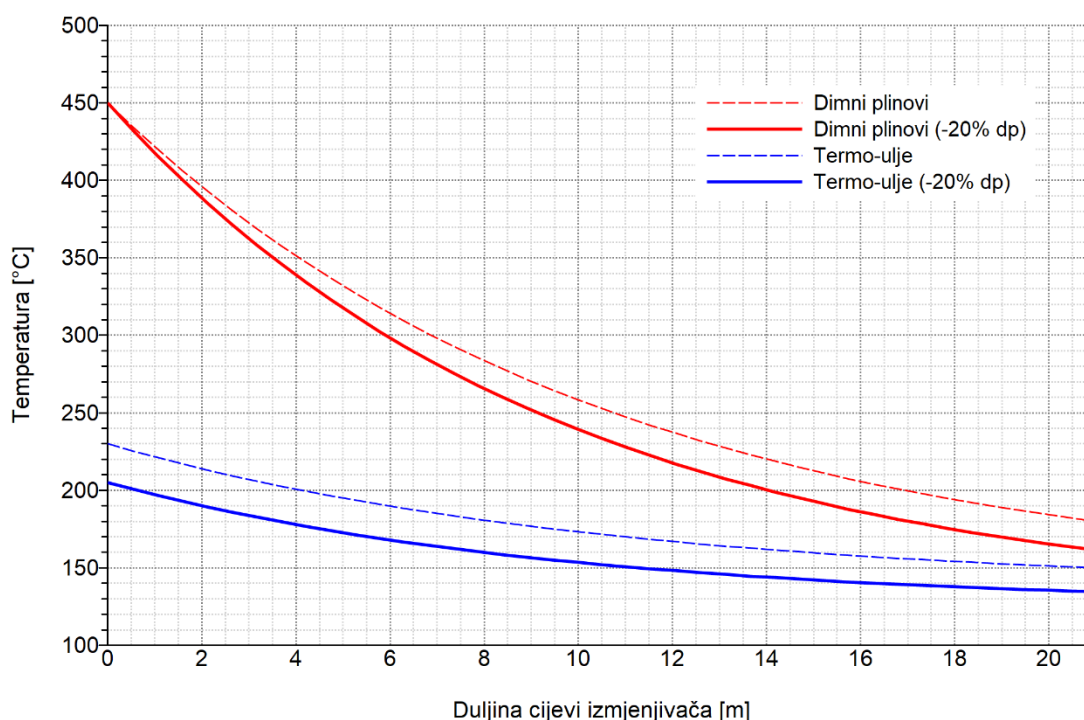
- smanjenje masenog protoka za 20% (izdvaja se 60%)
- smanjenje masenog protoka za 10% (izdvaja se 67.5%)
- povećanje masenog protoka za 10% (izdvaja se 82.5%)
- povećanje masenog protoka za 20% (izdvaja se 90%)

Temperaturni režimi struja, gustoća toplinskog toka i temperatura stijenke prikazati će se samo za rubne slučajeve (-20% i +20%).

Rezultati su dobiveni pomoću programa Microsoft Excel i Matlab.

Na slici 22. je prikazana lokalna promjena temperatura struja kroz duljinu cijevi izmjenjivača topline A za slučaj 20% manjeg masenog protoka dimnih plinova. Izlazna temperatura dimnih plinova tada iznosi 161.5 °C što je manje nego proračunska izlazna temperatura (180 °C) međutim to ne znači da je ukupni toplinski tok veći jer, kako je već naglašeno, smanjenjem masenog protoka smanjuje se i toplinski kapacitet dimnih plinova.

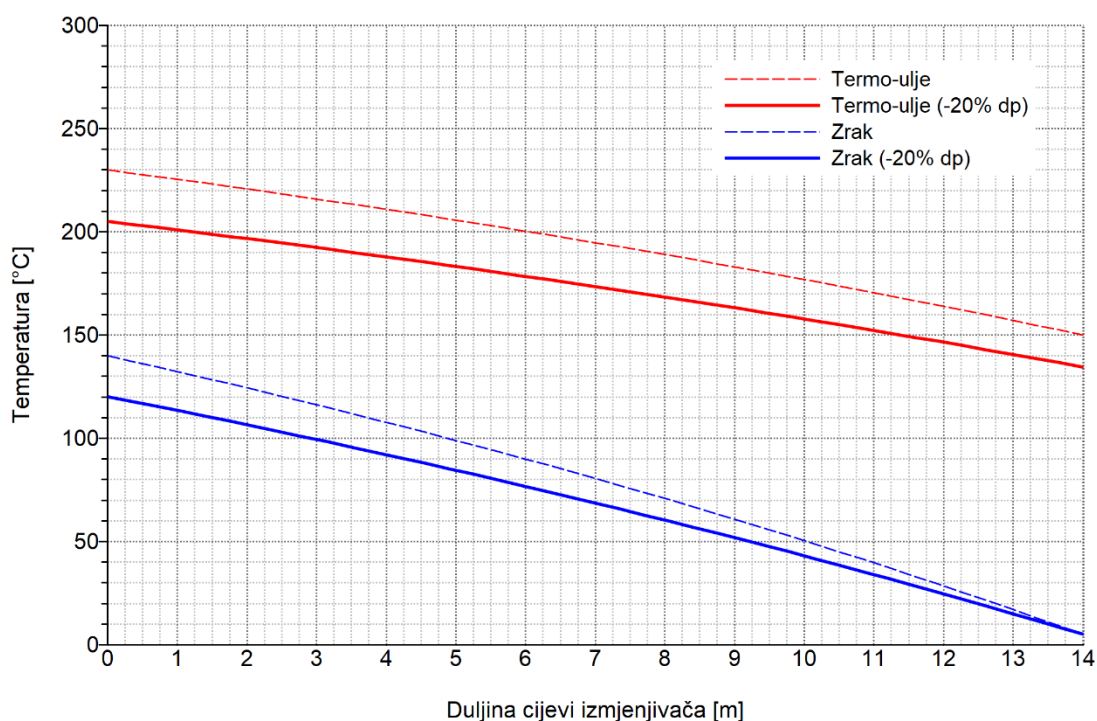
Na slici 22. je također vidljivo da je temperatura termo-ulja niža kroz cijelu duljinu cijevi izmjenjivača topline A.



**Slika 22. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (smanjeni maseni protok dimnih plinova za 20%)**

Na slici 23. je prikazana lokalna promjena temperatura kroz duljinu cijevi izmjenjivača topline B za slučaj 20% manjeg masenog protoka dimnih plinova. Izlazna temperatura zraka tada iznosi 120.2 °C što je manje nego proračunska izlazna temperatura (140 °C), pa se može zaključiti da je ukupni toplinski tok manji jer je i porast temperature kroz izmjenjivač manji pri čemu je toplinski kapacitet zraka ostao približno konstantan (mijenja se samo zbog promjene fizikalnih svojstava s temperaturom).

Na slici 22. je također vidljivo da je temperatura termo-ulja niža kroz cijelu duljinu cijevi izmjenjivača topline B.

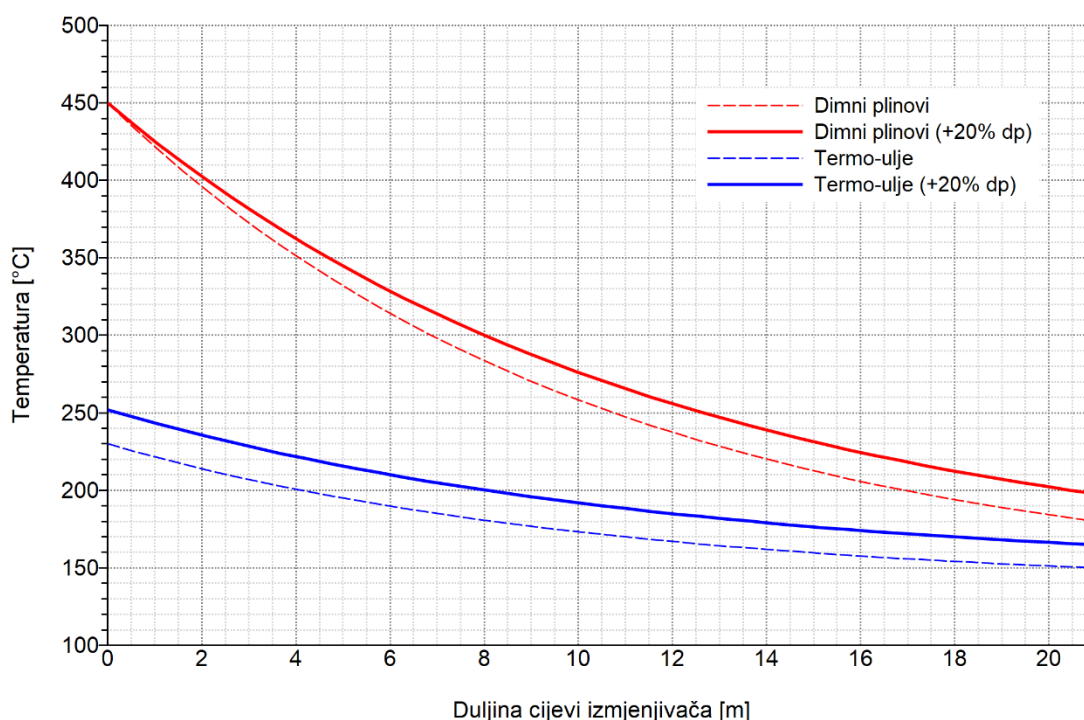


**Slika 23. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (smanjeni maseni protok dimnih plinova za 20%)**



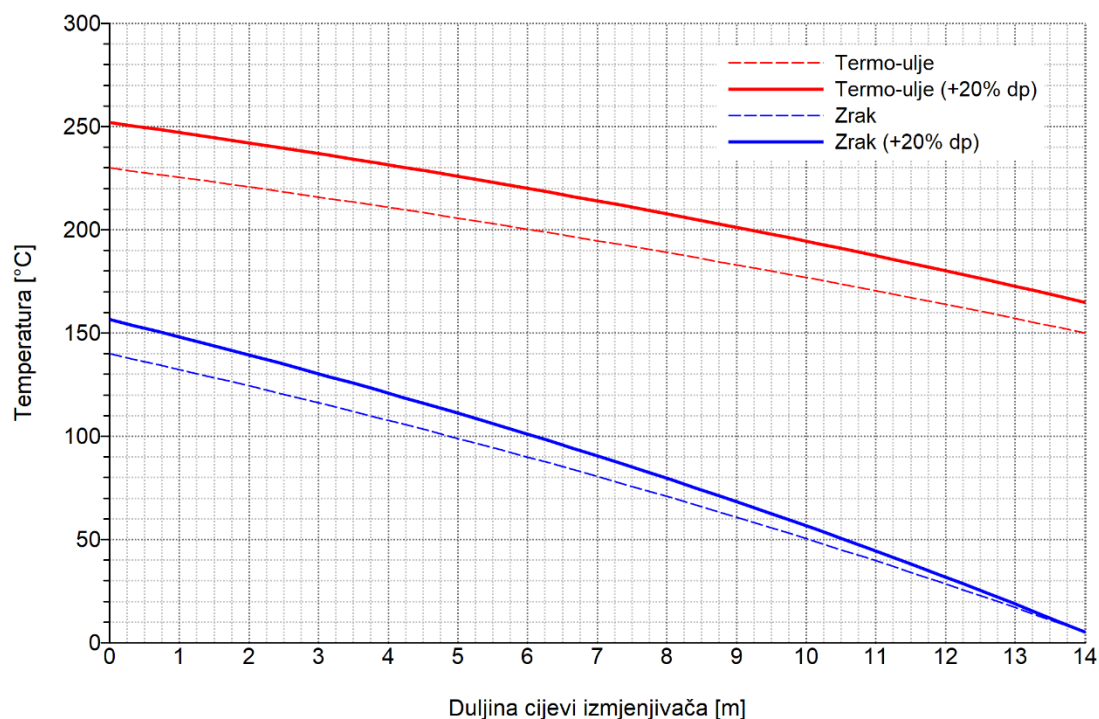
Na slici 24. je prikazana lokalna promjena temperatura struja kroz duljinu cijevi izmjenjivača topline A za slučaj 20% većeg masenog protoka dimnih plinova. Izlazna temperatura dimnih plinova tada iznosi 197.8 °C što je više nego proračunska izlazna temperatura međutim to ne znači da je ukupni toplinski tok manji, jer je s povećanjem masenog protoka došlo i do povećanja toplinskog kapaciteta dimnih plinova.

Na slici 24. je također vidljivo da je temperatura termo-ulja viša kroz cijelu duljinu cijevi izmjenjivača topline A.



**Slika 24. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (povećani maseni protok dimnih plinova za 20%)**

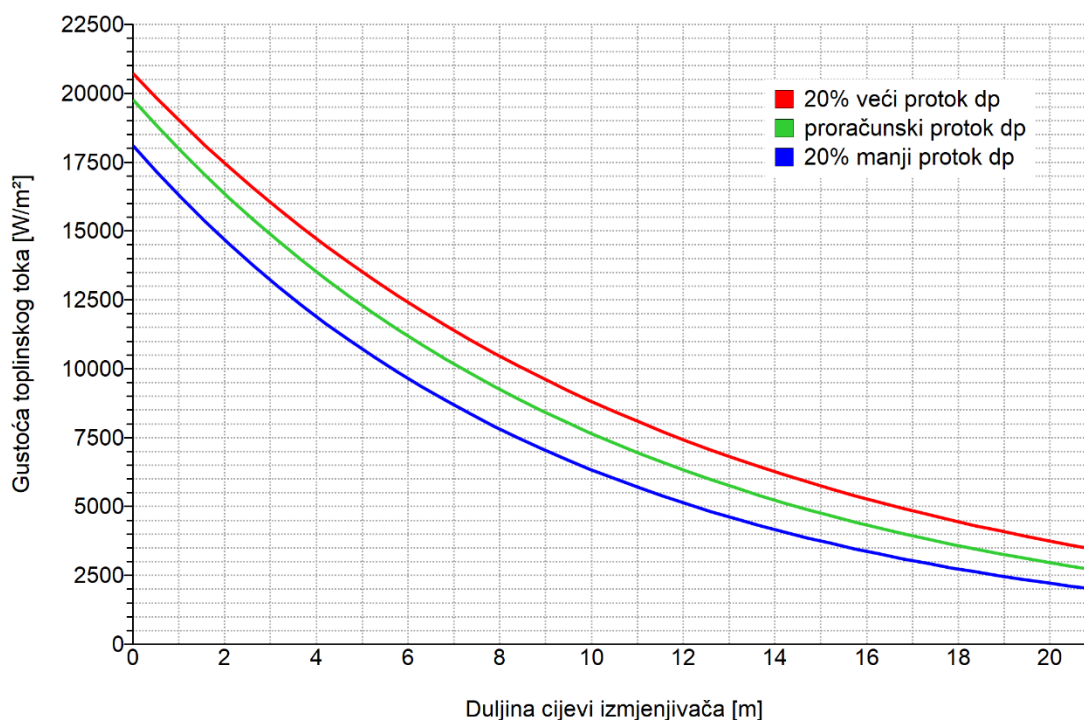
Slika 25. prikazuje lokalnu promjenu temperatura struja u izmjenjivaču topline B za slučaj 20% većeg masenog protoka dimnih plinova. Izlazna temperatura zraka tada iznosi 156.6 °C što je više nego proračunska izlazna temperatura pa se može zaključiti da je ukupni toplinski tok veći. Na slici 25. je također vidljivo da je temperatura termo-ulja viša kroz cijelu duljinu cijevi izmjenjivača topline B.



**Slika 25. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (povećani maseni protok dimnih plinova za 20%)**

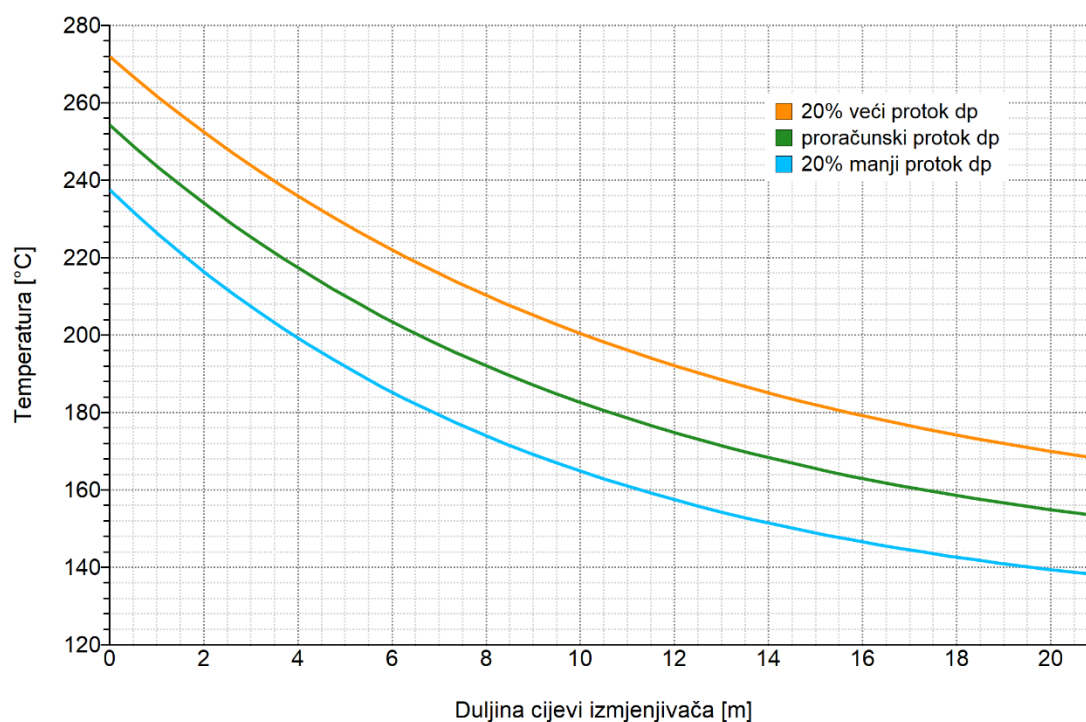


Kako bi se stekao dojam o ukupno prenesenom toplinskom toku, na slici 26. je prikazana promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A. Značaj ovog dijagrama leži u tome što je površina ispod grafova direktno proporcionalna s ukupno prenesenim toplinskim tokom. Sada je jasno vidljivo da povećanje masenog protoka dimnih plinova uzrokuje znatan porast ukupnog toplinskog toka.



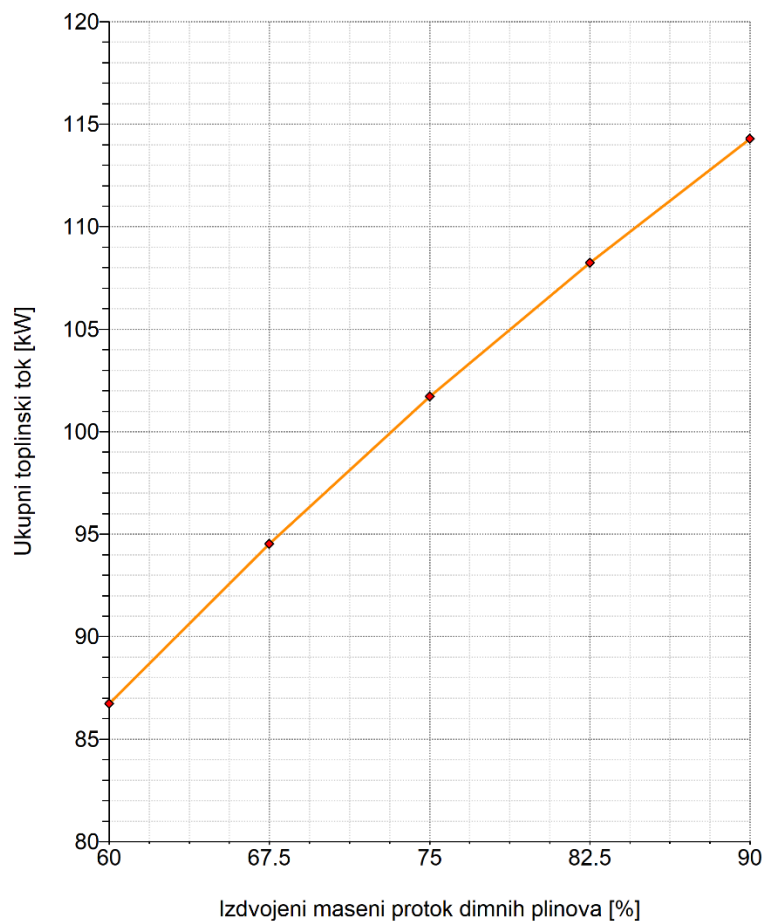
**Slika 26. Lokalna promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke dimnih plinova.**

Slika 27. prikazuje kako se mijenja temperatura unutarnje stijenke cijevi izmjenjivača topline A s promjenom masenog protoka dimnih plinova. Odabrane su cijevi izmjenjivača topline A jer kroz njega prolazi struja vrućih dimnih plinova pa su generalno i temperature vanjske i unutarnje stijenke više.



**Slika 27. Lokalna promjena temperature unutarnje stijenke cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke dimnih plinova**

Na kraju, slika 28. prikazuje ovisnost ukupnog toplinskog toka o izdvojenom masenom protoku dimnih plinova. Može se učitati da je ova ovisnost za odabrani raspon masenih protoka približno linearna.



**Slika 28. Ukupni toplinski tok u ovisnosti o postotku izdvojenog masenog protoka dimnih plinova**

## 9. UTJECAJ MASENOG PROTOKA ULJA

Proračunski maseni protok ulja određen je u poglavlju 3.5 i iznosi  $q_{m,T66} = 0.64287 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . U ovom poglavlju će se analizirati utjecaj promjene masenog protoka ulja na ukupno preneseni toplinski tok i temperaturne režime struja.

Smanjenjem masenog protoka termo-ulja, smanjit će se brzine strujanja u cijevima oba izmjenjivača. Posljedično će i koeficijenti konvektivnog prijelaza topline  $\alpha_{T66,A}$  i  $\alpha_{T66,B}$  biti manji što znači da će se i koeficijenti prolaza topline  $k_{1,A}$  i  $k_{1,B}$  smanjiti. Na isti način se može zaključiti da će se s povećanjem masenog protoka termo-ulja povećati i koeficijenti prolaza topline u oba izmjenjivača. Za očekivati je da će promjena masenog protoka termo-ulja manje utjecati na promjenu ukupnog toplinskog toka nego što utječe promjena masenog protoka dimnih plinova. Razlog tome je znatno veći konvektivni toplinski otpor na strani dimnih plinova (zbog manjeg koeficijenta konvektivnog prijelaza topline) koji u većoj mjeri određuje vrijednost koeficijenta prolaza topline, a s time i ukupni toplinski tok.

Toplinski kapacitet je proporcionalan masenom protoku termo-ulja. To znači da će se promjenom masenog protoka mijenjati i bezdimenzijske značajke  $\pi_{3,A}$  i  $\pi_{3,B}$ .

Ukupni toplinski tokovi i temperaturni režimi struja dobiveni su jednakim postupkom koji je primijenjen u poglavljima 7 i 8.

Analizirano je šest slučajeva promjene masenog protoka termo-ulja:

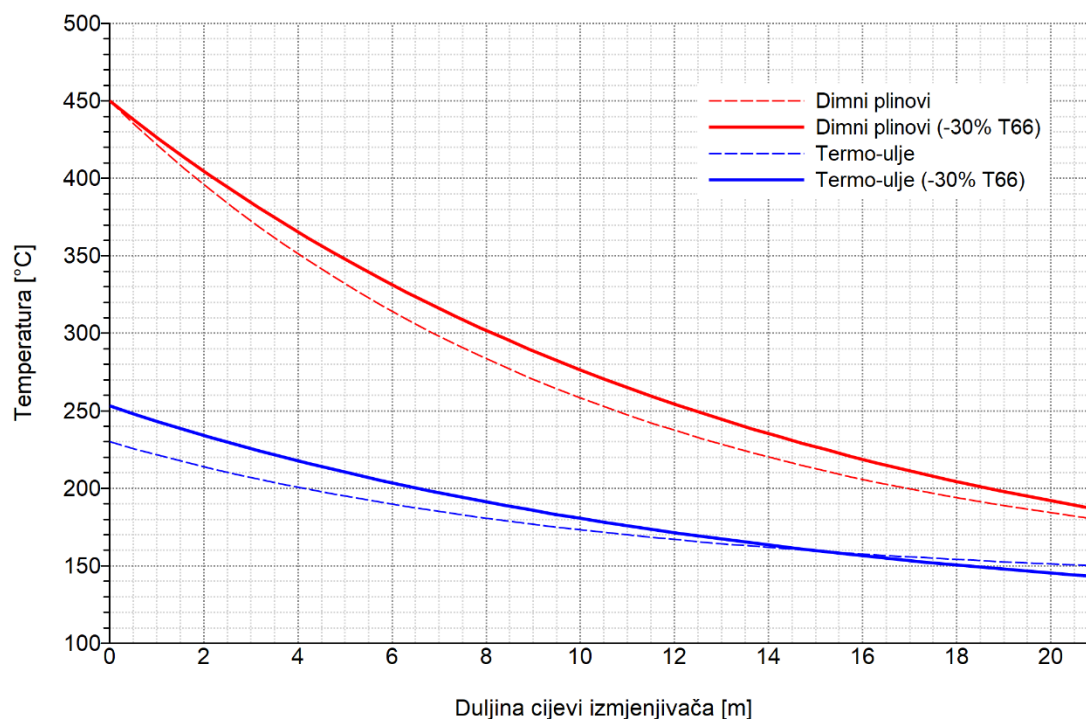
- smanjenje masenog protoka za 30%
- smanjenje masenog protoka za 20%
- smanjenje masenog protoka za 10%
- povećanje masenog protoka za 10%
- povećanje masenog protoka za 20%
- povećanje masenog protoka za 30%

Nadalje, temperaturni režimi struja, gustoća toplinskog toka i temperatura stijenke prikazati će se samo za rubne slučajeve (-30% i +30%).

Rezultati su dobiveni pomoću programa Microsoft Excel i Matlab.

Slika 29. prikazuje lokalnu promjenu temperatura struja po duljini cijevi izmjenjivača topline A za slučaj 30% manjeg masenog protoka termo-ulja. Vidljivo je da je temperaturni gradijent struje termo-ulja kroz duljinu cijevi izmjenjivača veći. Zbog toga je i porast temperature termo-ulja veći, što je očita posljedica smanjenog toplinskog kapaciteta.

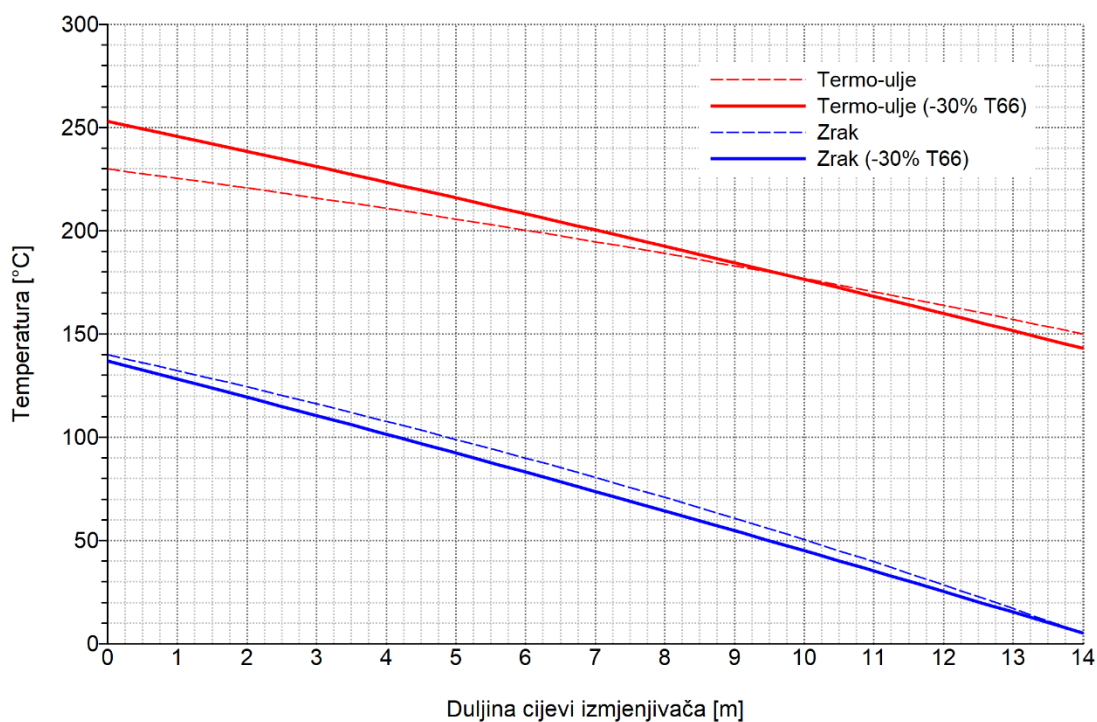
Izlazna temperatura dimnih plinova iznosi 186.5 °C što ukazuje na smanjeni ukupni toplinski tok.



**Slika 29. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (smanjeni maseni protok termo-ulja za 30%)**

Slika 30. prikazuje lokalnu promjenu temperatura struja po duljini cijevi izmjenjivača topline B za slučaj 30% manjeg masenog protoka termo-ulja. Također je vidljivo da su gradijenti obje struje veći. Naime, što je toplinski kapacitet termo-ulja manji, to su toplinski kapaciteti struja sličnijih vrijednosti. Ako su toplinski kapaciteti struja jednaki lokalne promjene temperatura su dva paralelna pravca.

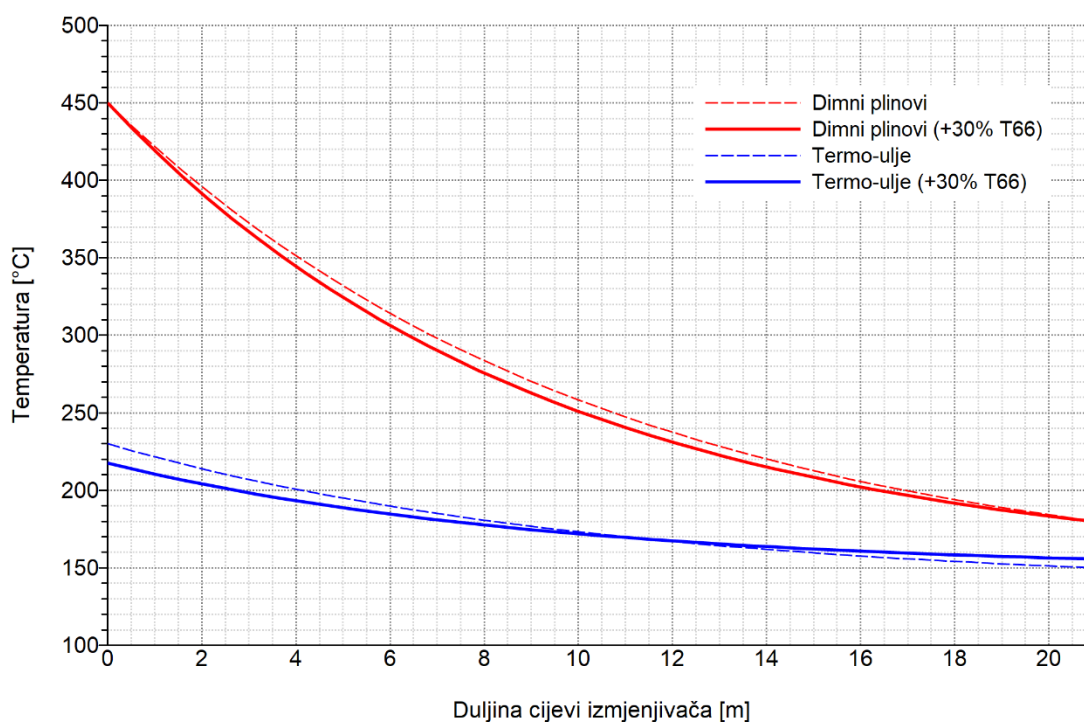
Izlazna temperatura zraka za ovaj slučaj iznosi 136.9 °C što također ukazuje na smanjeni ukupni toplinski tok.



**Slika 30. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (smanjeni maseni protok termo-ulja za 30%)**

Na slici 31. je prikazana lokalna promjena temperatura struja po duljini cijevi izmjenjivača topline A za slučaj 30% većeg masenog protoka termo-ulja. Za ovaj slučaj je temperaturni gradijent struje termo-ulja kroz duljinu cijevi izmjenjivača niži. Razlog tome je veći toplinski kapacitet struje zbog čega je ujedno i ukupni porast temperature manji. S porastom toplinskog kapaciteta lokalna promjena temperature termo-ulja teži hipotetskom graničnom slučaju kod kojeg toplinski kapacitet teži u beskonačnost, a temperaturna krivulja je horizontalni pravac.

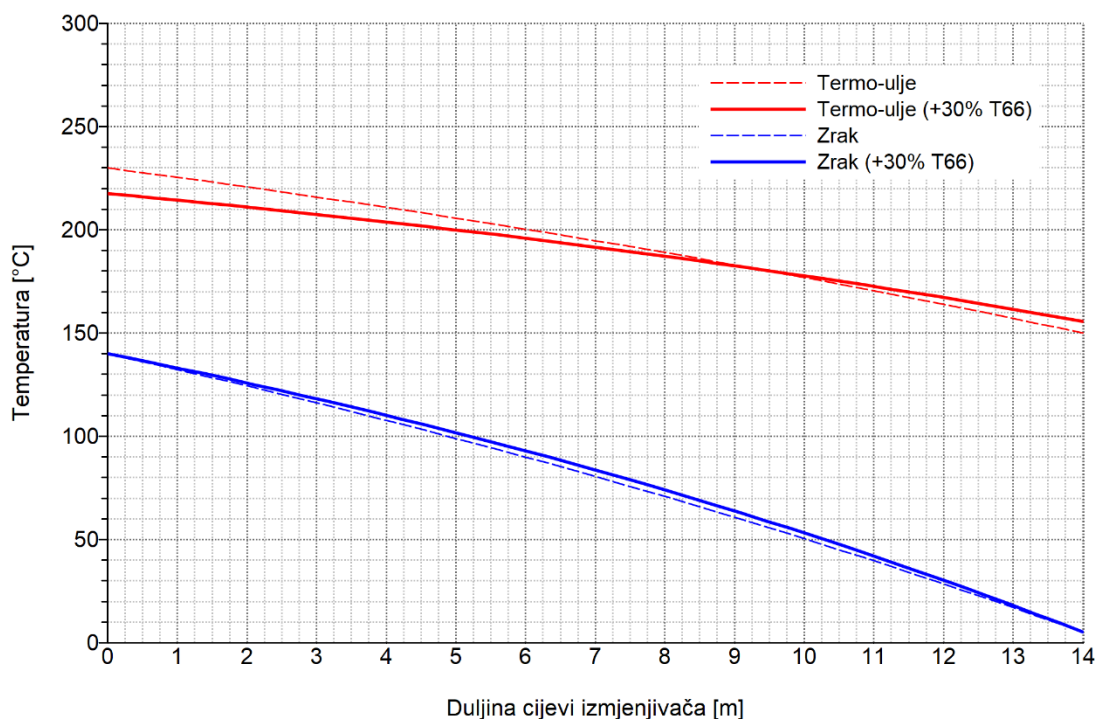
Na slici 31. se teško može uočiti razlika između izlazne temperature dimnih plinova za slučajeve proračunskog i 30% većeg masenog protoka ulja, međutim rezultati dobiveni u programu Microsoft Excel pokazuju da je izlazna temperatura 179.8 °C što znači da je ukupni toplinski tok nešto veći od proračunskog.



**Slika 31. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline A (povećani maseni protok termo-ulja za 30%)**

Na slici 32. je prikazana lokalna promjena temperatura struja po duljini cijevi izmjenjivača topline B za slučaj 30% većeg masenog protoka termo-ulja. Vidljivo je da su temperaturni gradijenti obje struje niži po duljini cijevi izmjenjivača.

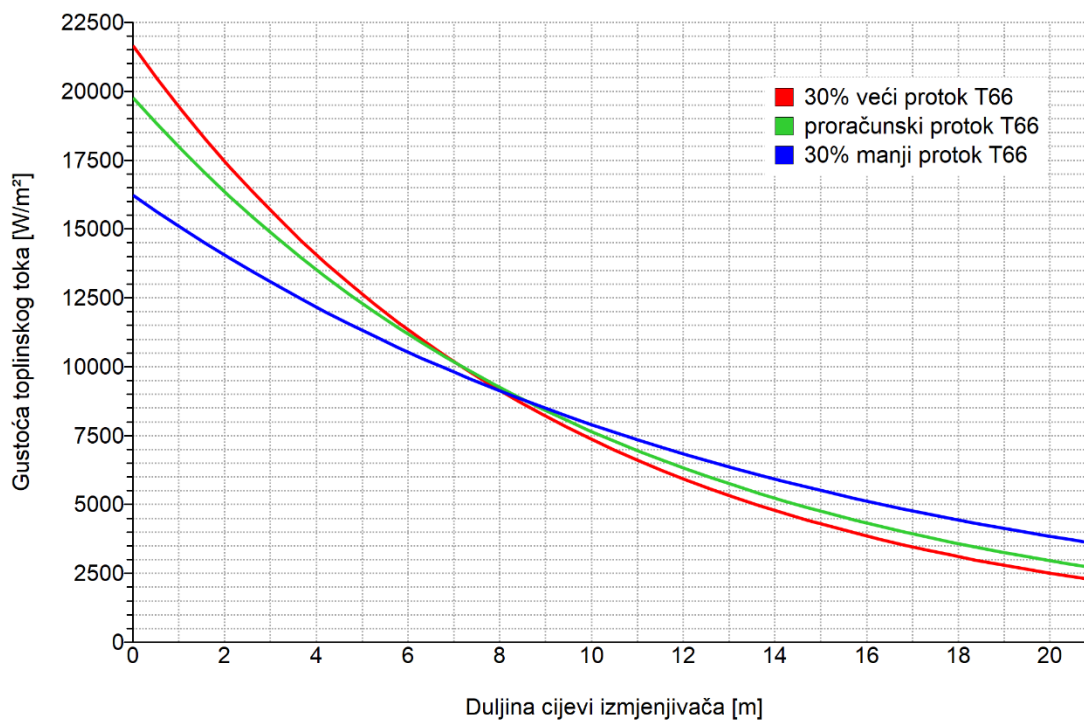
Izlazna temperatura zraka se također ne može iščitati iz dijagrama, ali rezultati proračuna pokazuju da je njen iznos 140.1 °C pa se može zaključiti da je ukupni toplinski tok nešto veći od proračunskog.



**Slika 32. Lokalna promjena temperatura struja u izmjenjivaču topline B (povećani maseni protok termo-ulja za 30%)**

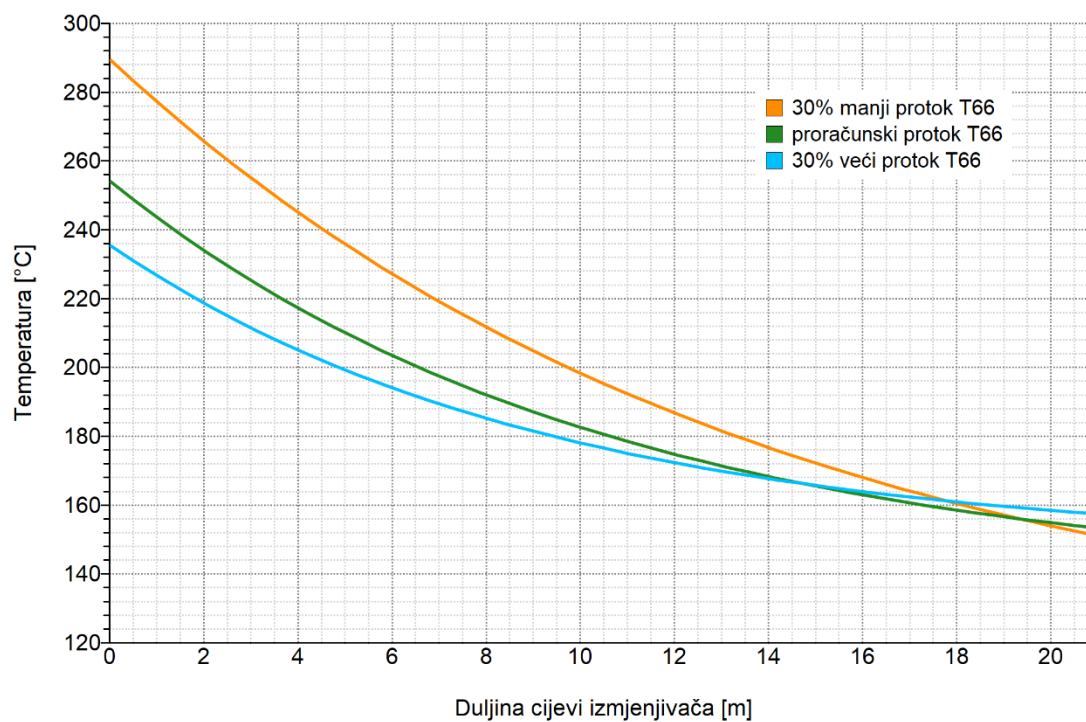


Slika 33. pokazuje promjenu gustoće toplinskog toka kroz duljinu cijevi izmjenjivača topline A. Vidljivo je da s promjenom masenog protoka termo-ulja u jednom dijelu duljine cijevi gustoća toplinskog toka postaje veća, a u drugom manja. Stoga je iz slike 33. teško utvrditi ispod koje krivulje je površina najveća odnosno najmanja.



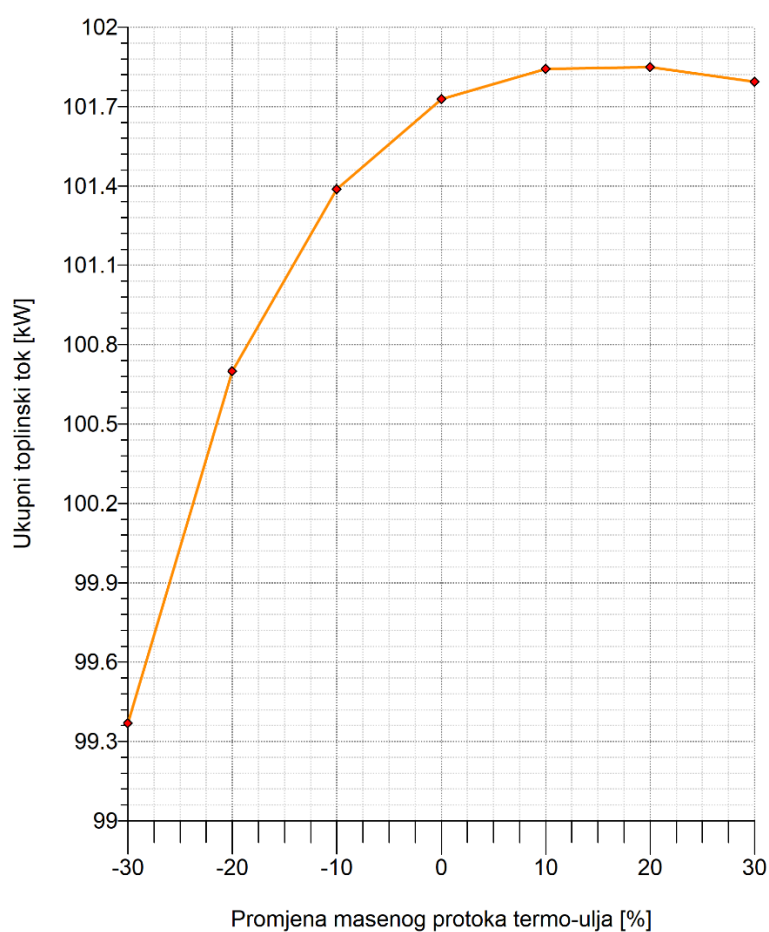
**Slika 33. Lokalna promjena gustoće toplinskog toka po duljini cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke termo-ulja**

Slika 34. prikazuje kako se mijenja temperatura unutarnje stijenke cijevi izmjenjivača topline A s promjenom masenog protoka termo-ulja. Može se uočiti da najviša temperatura stijenke značajnije raste sa smanjenjem, nego što opada s povećanjem masenog protoka termo-ulja.



**Slika 34. Lokalna promjena temperature unutarnje stijenke cijevi izmjenjivača topline A za različite masene protoke termo-ulja**

Slika 35. prikazuje kako ukupni toplinski tok ovisi o promjeni masenog protoka termo-ulja. Uočava se da za razliku od ovisnosti o promjeni količine dimnih plinova, ukupni toplinski tok ne ovisi linearno o masenom protoku termo-ulja, a i sam ukupni toplinski tok se znatno manje mijenja. Također se uočava da postoji optimalni maseni protok ulja (otprilike 20% veći od proračunskog protoka) kod kojeg je ukupni toplinski tok najveći.



**Slika 35. Ukupni toplinski tok u ovisnosti o postotnoj promjeni masenog protoka termo-ulja**

## 10. ZAKLJUČAK

Indirektni sustavi zagrijavanja pokazuju značajnu prednost u slučaju kada su obje struje u plinovitom agregatnom stanju. Naime, korištenjem termo-ulja koje cirkulira između dva izmjenjivača topline postižu se viši koeficijenti prolaza topline, a time posljedično i manje dimenzije (duljine) izmjenjivača.

Iako je bilo potrebno odrediti duljine cijevi izmjenjivača topline, ovaj rad nije bio usmjeren prema optimiranju konstrukcije. Stoga su konstrukcijski parametri odabrani na način da se postignu koeficijenti konvektivnog prijelaza topline koji bi po svojim vrijednostima što bolje odgovarali stvarnom slučaju, a da pritom dimenzije značajnih dijelova (cijevi, bubanj) budu realne. Potrebno je naglasiti da proračun pada tlaka nije proveden, ali se može naslutiti da će zbog cijevi malog unutarnjeg promjera „potrošnja“ električne energije na pogon pumpe ulja biti značajna. Također je odabran tip izmjenjivača u kojem je strujanje čisto protusmjerno. U stvarnom se slučaju zbog ugradnje poprečnih pregrada javlja kombinacija s unakrsnim strujanjem što iziskuje i detaljniji proračun duljine. Nadalje, duljine cijevi koje su dobivene u proračunu duljine izmjenjivača su nesumnjivo prevelike za samo jedan izmjenjivač topline. U stvarnosti se koristi serija kraćih izmjenjivača, kako za struju dimnih plinova, tako i za struju zraka. U tom slučaju proračun također zahtjeva određene preinake koje nisu uzete u obzir.

Na kraju rada je utvrđeno u kojoj mjeri će zaprljanje cijevi i promijenjeni maseni protoci utjecati na izlazne temperature, ukupni toplinski tok i temperaturene režime. Ovi rezultati također okvirno pokazuju što se može očekivati i kod stvarne izvedbe ovakvog sustava. Dijagramski prikazani utjecaji zaprljanja cijevi i promjene masenih protoka na rad indirektnog sustava zagrijavanja su suštinski dio ovog rada, koji je svojim opsegom takoreći pokazao osnove konstruiranja izmjenjivača topline.

## LITERATURA

- [1] Plisson, P.: *Waste heat recovery: technologically and economically viable solutions for industrial businesses*, Fives, 2016.
- [2] [https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/wg3/ipcc\\_wg3\\_ar5\\_chapter10.pdf](https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/wg3/ipcc_wg3_ar5_chapter10.pdf)
- [3] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Annual\\_greenhouse\\_gas\\_emissions\\_by\\_sector\\_in\\_2010\\_\(color\)\\_png.png](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Annual_greenhouse_gas_emissions_by_sector_in_2010_(color)_png.png)
- [4] <http://www.em-ea.org/guide%20books/book-2/2.8%20waste%20heat%20recovery.pdf>
- [5] U.S. Department of Energy: *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*, BCS, Incorporated, 2008.
- [6] Galović, A: *Termodinamika II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.
- [7] Shah, R.K., Sekulić, D. P.: *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.
- [8] <https://marinerspotted.com/2016/12/shell-tube-type-heat-exchanger/>
- [9] Kakac, S., Liu, H., Pramuanjorenkij, A.: *Heat Exchangers*, Taylor & Francis Group, 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300, 2012.
- [10] <http://www.kochheattransfer.com/products/brown-fintube-hairpin-heat-exchangers>
- [11] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: *VDI Heat Atlas*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [12] <https://www.uniongas.com/about-us/about-natural-gas/chemical-composition-of-natural-gas>
- [13] Halasz, B., Galović, A., Boras, I.: *Toplinske tablice*, Zagreb, 2015.
- [14] <https://www.steeltube.sk/zelpo/vyrobky.nsf/Tab5UK?OpenPage>
- [15] <http://twf.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>
- [16] Halasz, B.: *Predložci za vježbe iz termodinamike II*, Zagreb, 2015.
- [17] <http://www.increase-performance.com/calc-flue-gas-prop.html>
- [18] [https://www.engineeringtoolbox.com/heat-exchanger-material-thermal-conductivities-d\\_1488.html](https://www.engineeringtoolbox.com/heat-exchanger-material-thermal-conductivities-d_1488.html)
- [19] <http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>

## **PRILOZI**

I. CD-R disc